

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra pružnosti a pevnosti

Napětově deformační analýza pákového  
montážního přípravku

Stress-Strain Analysis of the Lever  
Assembly Jig

Student: Bc. Martin Ševčík  
Vedoucí diplomové práce: Ing. František Fojtík, Ph.D.

Ostrava 2009

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Františkovi Fojtíkovi, Ph.D. za velkou ochotu a čas, který mi věnoval, a za cenné rady a připomínky při řešení diplomové práce.

V Ostravě: .....

.....  
Bc. Martin Ševčík

## Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....  
Bc. Martin Ševčík

## **Anotace diplomové práce**

ŠEVČÍK, M. Napětově deformační analýza pákového montážního přípravku, Ostrava: Katedra pružnosti a pevnosti, Fakulta strojní, VŠB - Technická universita Ostrava, 2009, 48s.

Diplomová práce, vedoucí: Ing. František Fojtík, Ph.D.

V Diplomové práci je provedena napětově deformační analýza pákového montážního přípravku, který se používá v laboratoři únavové pevnosti Katedry pružnosti a pevnosti k montáži a demontáži upínací kleštiny. Nejdříve je v práci připraven vhodný MKP model s okrajovými podmínkami a potom jsou provedeny celkem 3 analýzy, a to analýza čelistí namáhaných pouze předpětím šroubů a poté analýzy celého montážního přípravku v uspořádání pro montáž a demontáž upínací kleštiny.

Na základě výsledků analýz jsou navrženy změny některých dílců a k těmto změnám jsou zpracovány výkresy.

## **Annotation of Thesis**

ŠEVČÍK, M. Stress-Strain Analysis of the Lever Assembly Jig, Ostrava: Department of Mechanics of Materials, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 48 pages  
Thesis, Head: Ing. František Fojtík, Ph.D.

There is executed a stress-strain analysis of the lever assembly jig in this Thesis. This assembly jig is used for assembling and disassembling of spring collet in Laboratory of Fatigue of Materials in Department of Mechanics of Materials. An appropriate FEM model with boundary conditions is prepared firstly and then three analyses are executed. The first is analysis of assembly jigs jaws which are loaded by bolt-pretension. The second and the third are analyses of whole assembly jig during assembling and disassembling of spring collet.

Some modifications of some components are suggested on base of analyses results and a drawings of modificate components are prepared.

## Obsah

Seznam použitého značení .....	7
Seznam použitých zkratk .....	7
Seznam příloh .....	8
1 Úvod .....	9
2 Popis zařízení .....	11
2.1 Torzní zkušební stroj Katedry pružnosti a pevnosti .....	11
2.2 Upínací kleština .....	12
2.3 Pákový montážní přípravek a jeho funkce .....	13
3 Příprava modelu .....	16
3.1 Zjednodušující úvahy .....	16
3.2 Tvorba geometrického modelu .....	18
3.3 Materiálové vlastnosti .....	20
3.4 Síť konečných prvků .....	21
3.5 Nastavení kontaktů .....	23
3.6 Rozbor zatížení, okrajové podmínky .....	24
4 Výsledky analýz .....	28
4.1 Analýza čelisti dělené zatížené předpětím ve šroubech .....	28
4.2 Analýza PMP v uspořádání pro montáž UK .....	30
4.3 Analýza PMP v uspořádání pro demontáž UK .....	35
4.4 Určení koeficientů bezpečnosti .....	38
5 Návrh změn PMP .....	39
5.1 Navržené konstrukční úpravy .....	39
5.2 Analýza upraveného modelu .....	40
6 Závěr .....	43
Použitá literatura .....	44

## Seznam použitého značení

Symbol	Význam	Jednotka
$d_3$	nejmenší průměr závitu	[ mm ]
$E$	modul pružnosti v tahu	[ MPa ]
$f$	součinitel smykového tření	[ - ]
$F_{A1}, F_{A2}$	osová síla	[ N ]
$F_{N12}, F_{N23}, F_{N34}$	síla normálová	[ N ]
$F_P$	předepínací síla	[ N ]
$F_{T12}, F_{T23}, F_{T34}$	síla třecí	[ N ]
$F_y$	síla zátěžná	[ N ]
$k$	koeficient bezpečnosti	[ - ]
$L_1, L$	rozměry kleštiny	[ mm ]
$M_K$	krouticí moment	[ Nm ]
$\Delta m$	úspora hmotnosti	[ kg ]
$n_1, n_2$	konstanty	[ rad ]
$p_{12}, p_{23}, p_{34},$	tlak	[ Pa ]
$R_1, R_2, R_3$	rozměry kleštiny	[ mm ]
$R_m$	mez pevnosti	[ MPa ]
$R_{p0,2}$	mez kluzu	[ MPa ]
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	uzlová posunutí ve směrech x, y, z	[ mm ]
$\alpha$	vrcholový úhel kužele	[ ° ]
$\mu$	Poissonovo číslo	[ - ]
$\sigma_{RED}$	redukované napětí	[ MPa ]
$\sigma_{REDmax}$	maximální redukované napětí	[ MPa ]
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	hlavní napětí	[ MPa ]

## Seznam použitých zkratk

Zkratka	Význam
PMP	pákový montážní přípravek
MKP	Metoda konečných prvků
UK	upínací kleština
HMH	energetická hypotéza

## **Seznam příloh**

Příloha A – Rozbor sil v upínací kleštině

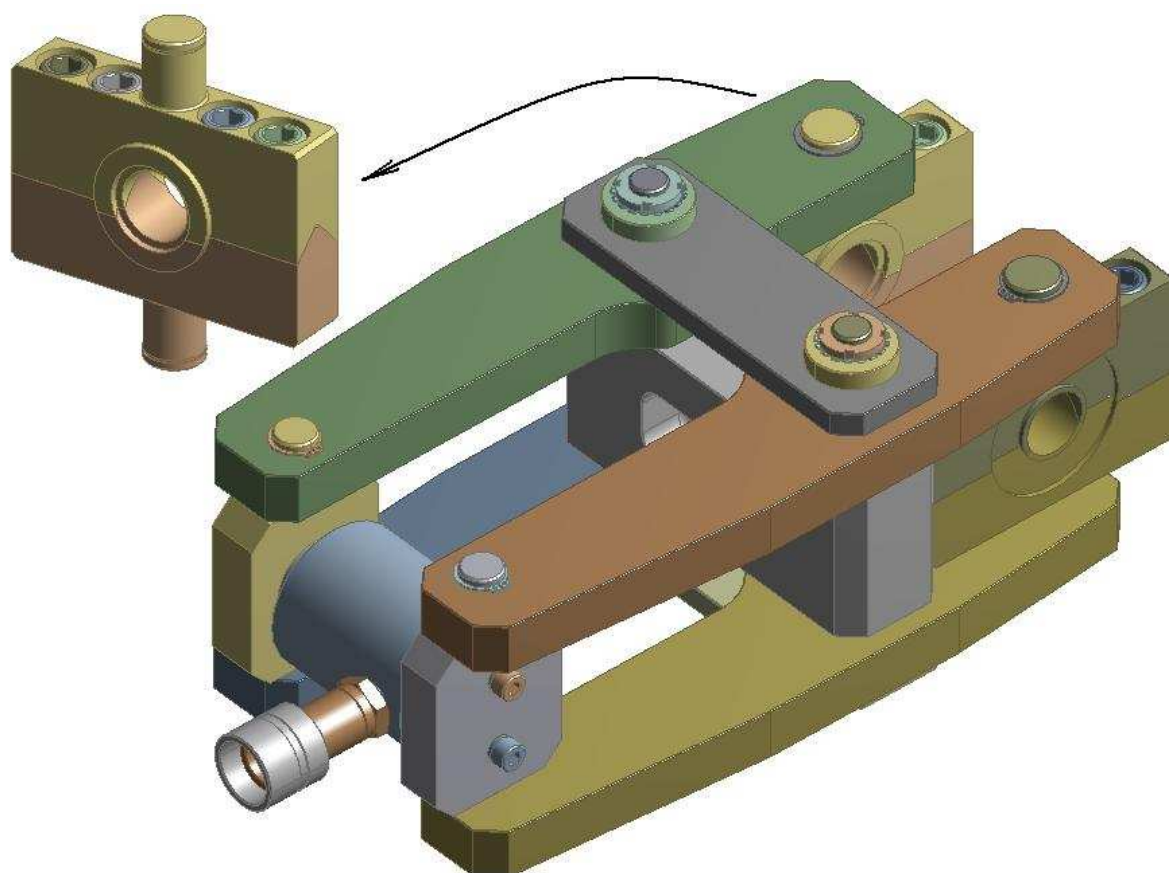
Příloha B – Redukovaná napětí ve zbývajících součástech

Příloha C – Páka, č.v. 3 – Zz – 240, index 01, výkres - návrh změny dílce

Příloha D – Nosič, č.v. 3 – Zz – 241, index 01, výkres - návrh změny dílce

## 1 Úvod

Úkolem této práce je provést napětově deformační analýzu pákového montážního přípravku (dále jen PMP). Analyzovaný přípravek je vybavením laboratoře únavové pevnosti Katedry pružnosti a pevnosti. Tento přípravek byl zkonstruován na této katedře a užívá se jako doplňkové vybavení k rekonstruovanému torznímu zkušebnímu stroji SCHENCK typ PWXN pro zkoušky vysokocyklové únavy v kroucení a dále jako příslušenství rekonstruovaného stroje INOVA ZUZ 200. Přípravek slouží k sestavování a rozebírání upínací kleštiny, která se používá k upínání zkušebních vzorků k čelistem obou zkušebních strojů.



Obr. 1.1 Montážní přípravek a vyjmutá sestava čelistí

PMP byl navrhnout pro mnohem větší zatížení než jaké je prakticky využíváno. Proto je účelem této práce provést důkladnou napětově deformační analýzu a na základě jejích výsledků navrhnout, pokud to bude vhodné a možné, konstrukční změny vedoucí ke snížení hmotnosti.



**Práce má následující cíle:**

- Vytvořit vhodný MKP model pákového montážního přípravku podle dodané výkresové dokumentace [1] a pomocí dodaného 3D CAD modelu.
- Z rozboru zatížení stanovit okrajové podmínky MKP modelu. K tomuto bodu bylo zadáno, že analýza má být provedena pro montáž upínací kleštiny na přenášený krouticí moment  **$M_K = 600Nm$** .
- Provést napěťově deformační analýzu PMP pro montáž a demontáž upínací kleštiny.
- Na základě získaných výsledků navrhnout konstrukční úpravy PMP vedoucí ke snížení jeho hmotnosti.

## 2 Popis zařízení

### 2.1 Torzní zkušební stroj Katedry pružnosti a pevnosti

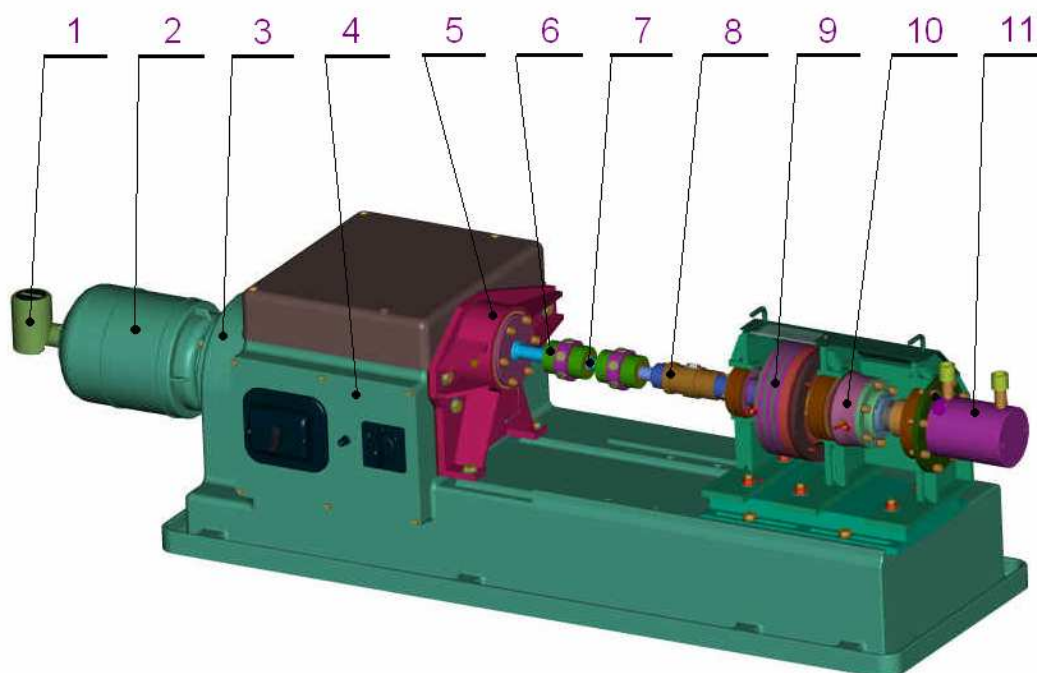
Jak již bylo naznačeno v úvodu, PMP slouží k sestavování a opětovnému rozebírání upínací kleštiny používané k upínání zkušebních vzorků s hřídelí zkušebního stroje. Jedná se o rekonstruovaný torzní zkušební stroj, který se nachází v laboratoři únavové pevnosti Katedry pružnosti a pevnosti. Zkušební stroj byl přestavěn na katedře z původního zkušebního stroje SCHENCK typ PWXN.

Zkušební stroj po přestavbě [2] slouží ke zkoušení materiálů v oblasti vysokocyklové únavy v kroucení a popřípadě kroucení v kombinaci s tahovým / tlakovým předpětím. Vzorek v něm lze zatěžovat střídavou amplitudou krouticího momentu. Dále je vzorek možno zatěžovat kombinací amplitudy krouticího momentu s konstantní tahovou nebo tlakovou silou.

Zkušební vzorek je také možno, při použití dalšího speciálního vybavení, zatěžovat kombinací amplitudy krouticího momentu s amplitudou ohybového momentu. K tomu slouží speciální přípravek, ve kterém je vzorek vyosen pod určitým úhlem. Vzorek je potom tedy zatěžován kromě cyklického krouticího momentu ještě cyklickým ohybovým momentem.

Další možnosti zatěžování, opět při užití přídatného vybavení, jsou zatěžování cyklickým krouticím momentem jen v jednom směru a zatěžování krouticím momentem skládajícím se z časově neměnné složky a složky časově proměnné. Potom se jedná o střídavý cyklus, ale nesouměrný.

Na obrázku 2.1 je vyobrazen celý zkušební stroj s připevněným vzorkem. Zkušební stroj se skládá z vlastního rámu (4) s převodovou skříní (3) a čítačem počtu cyklů (1), které jsou zachovány z původního stroje SCHENCK PWXN. V převodové skříní se nachází čtyřkloubový mechanismus, který převádí otáčivý pohyb hřídele od motoru (2) na pohyb kyvný. Na výstupní hřídel čtyřkloubového mechanismu navazuje upínací hlava (5), která zabraňuje přenosu osově síly na čtyřkloubový mechanismus. Vzorek (7) se upíná mezi výstupní hřídel upínací hlavy a hřídel měřicího ústrojí pomocí dvou upínacích kleštin (6). Na hřídeli měřicího ústrojí se dále nachází tenzometrický snímač krouticího momentu a osově síly (8). Za ním následuje skládaný setrvačnický (9), který vyvozuje dynamickým účinkem požadovaný krouticí moment.



Obr. 2.1 Sestava zkušebního stroje s připevněným vzorkem

Osová tahová nebo tlaková síla je vyvozována hydraulickým válcem (11), který je napojený na hydraulický agregát (nekresleno). Mezi setrvačníkem a hydraulickým válcem je ještě umístěn axiální převodník (10), který zachycuje případné nežádoucí účinky setrvačníku na přímočarý hydraulický válec.

## 2.2 Upínací kleština

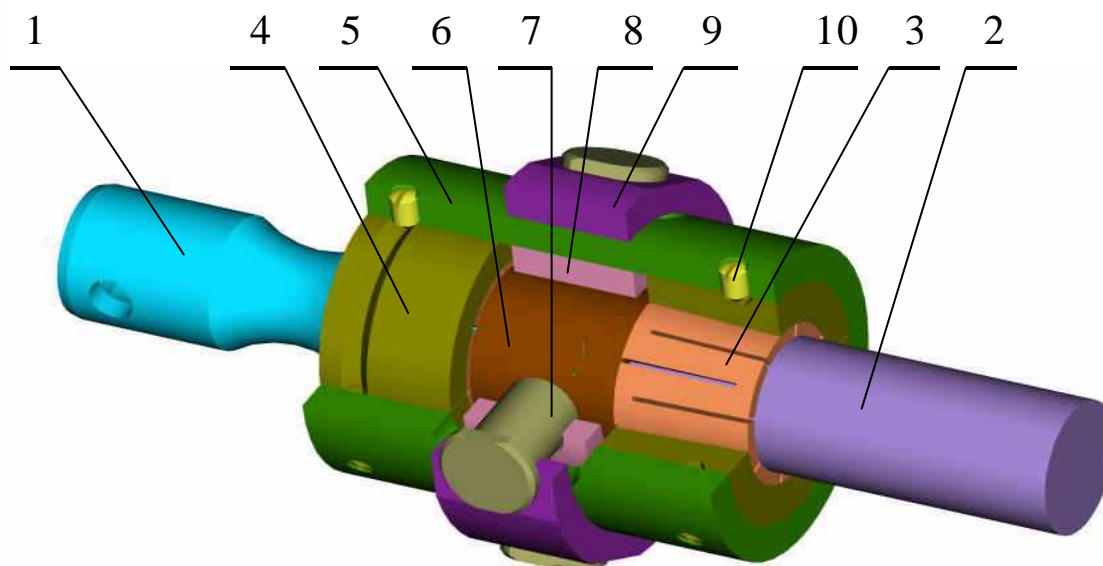
Podstatným vybavením zkušebního stroje je upínací kleština (dále jen UK) (obr. 2.2) [2], [3]. Ta je v sestavě zkušebního stroje použita dvakrát. Jedna spojuje zkoušený vzorek s výstupní hřídelí upínací hlavy (strana motoru) a druhá spojuje vzorek s hřídelí tenzometrického snímače (strana měřícího zařízení).

UK je navržena tak, aby při montáži zajistila souosost mezi zkušebním vzorkem (1) a měřicí (resp. hnací) hřídelí (2) a tak, aby co nejméně ovlivňovala aktivní část zkušebního vzorku (napětově a deformačně). Zároveň musí být schopna přenášet požadovaný krouticí moment a osovou sílu.

UK se skládá z distančního pouzdra (6), které vymezuje vzájemnou polohu mezi oběma kleštinami (3). Na kleštinách jsou nasazeny půlkužely (4), na nichž je nasunuto pouzdro (5). Půlkužely (4) jsou vtlačovány z obou stran do prostoru mezi kleštinou (3) a pouzdrem (5). K tomu právě slouží touto prací analyzovaný PMP.

Půlkužely (4) jsou po montáži v pouzdře pojištěny pojistnými šrouby (10). Tlačný kroužek (8), opěrný kroužek (9) a šroub (7) slouží pro demontáž UK. Při demontáži je také využit PMP.

Sestava upínací kleštiny nalisované na měřicí hřídeli a vzorku je znázorněna na obrázku 2.2.



Obr. 2.2 Sestava Upínací kleštiny, vzorku a hřídele

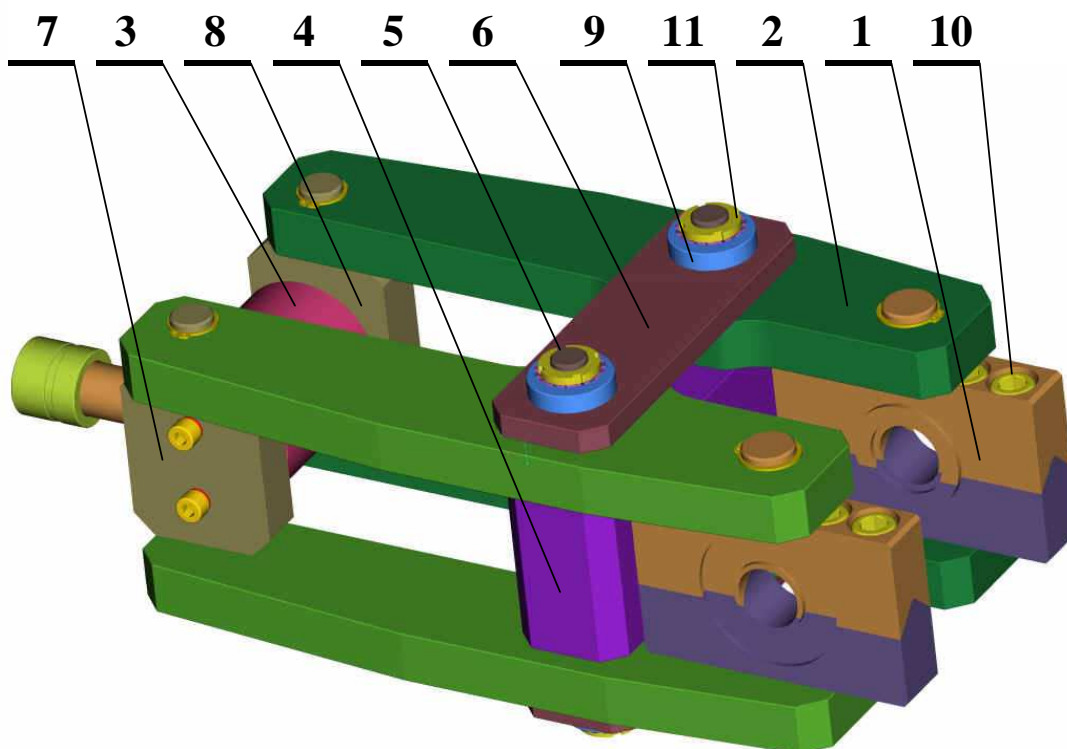
### 2.3 Pákový montážní přípravek a jeho funkce

PMP (obr. 2.3) [1], [2] slouží k montáži a demontáži UK. Skládá se ze dvou (oboustranných) dělených čelistí (1), které jsou v kontaktu s UK. Tyto čelisti jsou vzájemně středěny pravoúhlým klínem a drážkou. Obě části čelistí jsou sešroubovány čtyřmi šrouby M14x70 (10).

Dělené čelisti jsou umístěny mezi čtyřmi pákami (2). Základnou montážního přípravku je nosič (4), v němž jsou vlepeny dva čepy (5), na kterých jsou z obou stran nasazeny dvě páky (2). Páky jsou otočné kolem čepů a z obou stran zajištěné příložkami (6). Tyto příložky jsou fixovány krytkou (9), KM maticí a MB podložkou (11).

PMP pracuje na principu kleští. K jeho svírání slouží krátký hydraulický válec K10-40 (3) firmy KGF Hydraulika. Tento válec je upevněn k patce válce (7), která je otočně uložena mezi pákami upínacího zařízení. Píst hydraulického válce působením tlaku z hydraulického agregátu zapadá do patky opěrné (8) a roztahuje páky

montážního přípravku. Patka opěrná je rovněž otočně uložena mezi pákami upínacího zařízení.

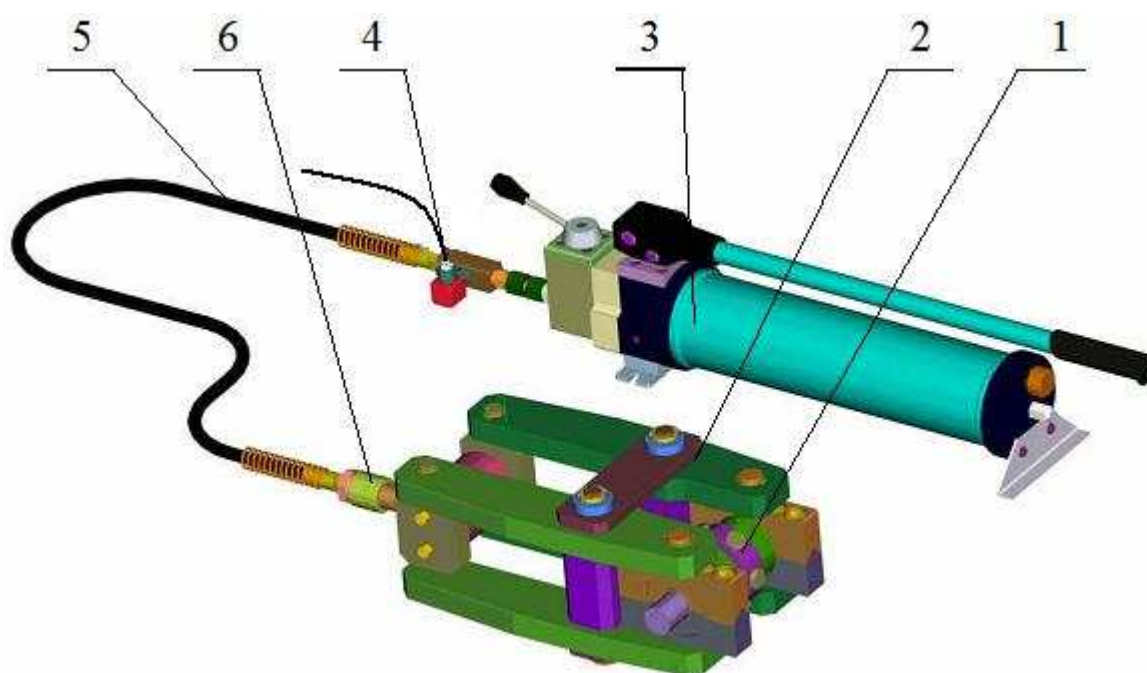


Obr. 2.3 Sestava pákového montážního přípravku

Přípravek je zapsán jako užitný vzor pod názvem: Přípravek pro montáž a demontáž, zejména kleštiny. Užitný vzor-zápis č. 17240 z 12.2.2007.

Na obrázku 2.4 je znázorněna celá sestava PMP (2) sestaveného kolem UK (1), vzorku a hřídele s připojeným hydraulickým agregátem. Agregát se skládá z ručního vysokotlakého čerpadla RA 02-2,0-700/800DM firmy KGF Hydraulika (3), tenzometrického snímače tlaku (4), vysokotlaké hadice (5) a rychlospojky (6), která spojuje agregát s hydraulickým válcem montážního přípravku.

Tenzometrický snímač tlaku (4) typ HKM - 375M - 350 - BAR SG se napojuje na ústřednu NI cDAQ – 9172, která obsahuje měřící kartu NI 9237. Výstup z karty je napojen na osobní počítač, kde je zpracovaný program v grafickém prostředí labView 8.6. Toto měřící ústrojí je výrobkem firmy NATIONAL INSTRUMENTS a slouží k přesnému měření zátěžného tlaku, pomocí kterého se kleština nalisuje přesně na předem určený přenášený krouticí moment a osovou sílu.



Obr. 2.4 PMP sestavený kolem kleštiny, vzorku a hřídele  
s připojeným hydraulickým agregátem

Funkce montážního přípravku je následující. Působením tlaku z hydraulického agregátu se rozevírají páky montážního přípravku (na straně hydraulického válce), čímž páky na opačné straně stlačují čelisti k sobě a ty potom zatlačují svými osazeními půlkužely (obr. 2.2 – poz. 4) do pouzdra upínací kleštiny. Tím dojde k sevření vzorku a hřídele kleštinou. Upínací kleština je samosvorná.

Pro demontáž kleštiny (po ukončení zkušebního procesu) je opět použit PMP. Dělené čelisti PMP se otočí o 180°. Mezi opěrný kroužek UK (obr. 2.2 – poz. 9) a jednu čelist PMP se vloží dělené demontážní pouzdro [1]. Jedna čelist potom svými osazeními zapírá jednu kleštinu (obr. 2.2 – poz. 3) a pouzdro kleštiny (obr. 2.2 – poz. 5) a druhá čelist potom přes vložené dělené demontážní pouzdro a tlačný a opěrný kroužek (obr. 2.2 – poz. 8 a 9) vytlačí půlkužel z pouzdra UK. Pro rozebrání jedné UK je tedy zapotřebí úkon opakovat dvakrát.

### 3 Příprava modelu

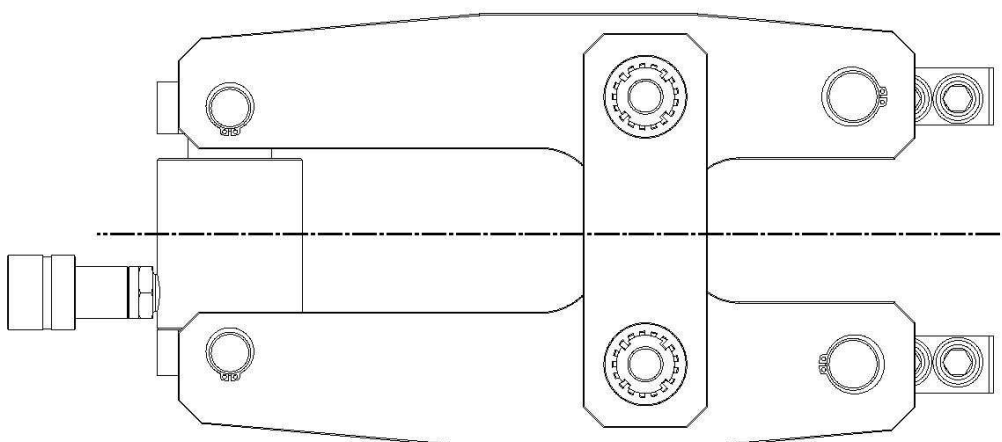
K provedení napěťově deformační analýzy metodou konečných prvků PMP byl použit softwarový produkt ANSYS Workbench z produktového balíku ANSYS 11.0 [6].

#### 3.1 Zjednodušující úvahy

Pro tvorbu celého výpočtového modelu bylo nejdříve nutné posoudit různé vlastnosti přípravku a charakter namáhání a vyvodit z nich co nejvíce zjednodušujících úvah tak, aby bylo možno provést analýzu co nejefektivněji a aby byla řešitelná dostupným hardwarem.

V první řadě byl uvážen charakter namáhání. Přípravek je při plnění svojí funkce zatížen pomocí hydraulického válce, čímž přenáší a transformuje silové účinky na stranu čelistí, které potom svými osazeními tlačí na příslušné díly UK. Neprojevuje se zde vliv dynamických účinků, proto byla úloha řešena jako statická.

Další úvahou bylo, že PMP i charakter zatížení jsou v podstatě rovinně symetrické (obr. 3.1). Jediné součásti, které jsou z tohoto hlediska nesymetrické, jsou hydraulický válec a opěrné desky. Vzhledem k této situaci bylo rozhodnuto modelovat pouze polovinu PMP a to polovinu, která se nachází nad rovinou symetrie (osa viz obr. 3.1). V souvislosti s tím bylo zvoleno nemodelovat píst hydraulického válce a tento pouze nahradit silovou okrajovou podmínkou aplikovanou na opěrnou patku.



Obr. 3.1 Naznačení symetrie PMP

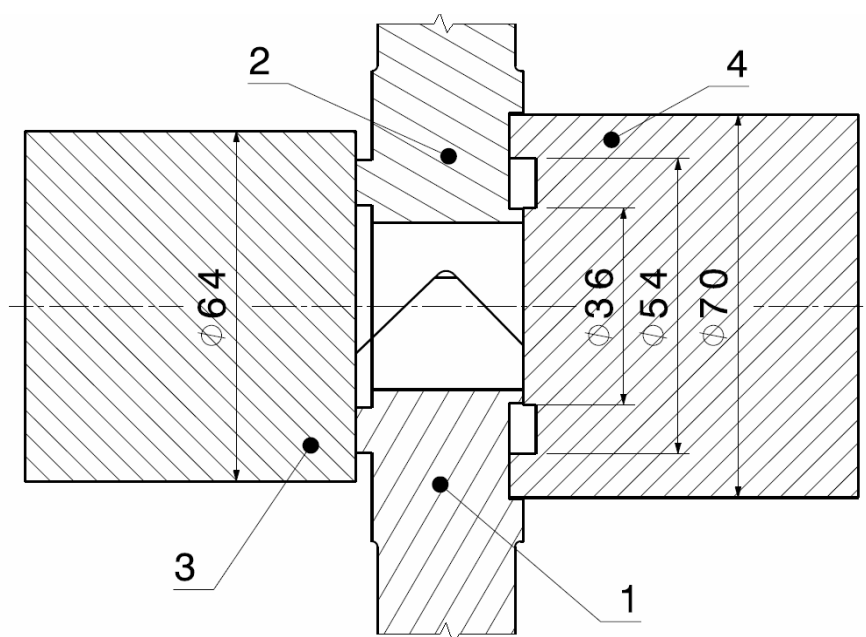
Další úvahou bylo vypustit z modelu všechny pro napětově deformační analýzu nepodstatné součásti. Z modelu byly vypuštěny pojistné kroužky zajišťující nasazené páky na čepech čelistí a opěrné patky (pozn. patka válce byla vypuštěna z modelu symetrií). Dále byly z modelu vypuštěny KM matice a MB podložky, které u PMP zajišťují polohu příločky a páky na hlavním čepu a nosiči. Jak bylo modelováno toto zajištění, bude popsáno níže. Také bylo uváženo, že nebudou modelována nepodstatná sražení hran a zaoblení a stejně tak i zápichy pro pojistné kroužky.

Dále bylo naplánováno provést analýzu celkem třikrát a to:

1. analýzu napětí ve šroubech a čelistech pouze pro zatížení od **předpětí** šroubů
2. napětově deformační analýzu celého PMP v uspořádání pro **montáž** UK
3. napětově deformační analýzu celého PMP v uspořádání pro **demontáž** UK

ad 1. Pro analýzu napětí od předpětí ve šroubech byla modelována pouze jedna dělená čelist s příslušnými čtyřmi šrouby M14x70 a samozřejmě také s výše uvedenými zjednodušeními.

ad 2. a 3. Pro analýzy celého PMP bylo nutné přidat do modelu válcové těleso, kterým byly nahrazeny příslušné díly UK. Toto těleso bylo vymodelováno celkem 2x a to zvlášť pro model v uspořádání pro montáž UK a zvlášť pro demontáž.



Obr. 3.2 Válcová tělesa nahrazující díly UK



Oba náhradní válce jsou znázorněny na obrázku 3.2. Jedná se o svislý řez čelistmi vedený osou čepů čelistí kolmo na rovinu symetrie PMP. Pozice (1) a (2) znázorňují čelist dolní a čelist horní. U modelu pro montáž nahrazuje válcové těleso (3) půlkužel UK a u modelu pro demontáž potom nahrazuje válcové těleso (4) pouzdro a vlastní kleštinu UK. Tato tělesa nejsou samozřejmě v modelu najednou, příslušné náhradní těleso je přidáno do modelu příslušného uspořádání. Tělesa jsou vždy dlouhá tak, aby jejich základna odvrácená od čelistí ležela v rovině symetrie PMP.

### 3.2 Tvorba geometrického modelu

Pro tvorbu geometrického modelu byl použit model celého PMP vytvořený v 3-D CAD systému ProEngineer a uložený ve formátu ".step", který byl přímo se zadáním dodán Katedrou pružnosti a pevnosti.

Tento model byl importován do geometrického modeláře ("Design Modeler") programu ANSYS Workbench. Poté bylo přistoupeno k upravování modelu tak, aby byl vhodný pro analýzu metodou konečných prvků.

Model v této fázi obsahoval všechny součásti přípravku, které byly navíc vymodelovány se všemi technologickými sraženými hran, zaoblenými apod. Podoba modelu v této první fázi je patrná z obrázku 1.1 v první kapitole.

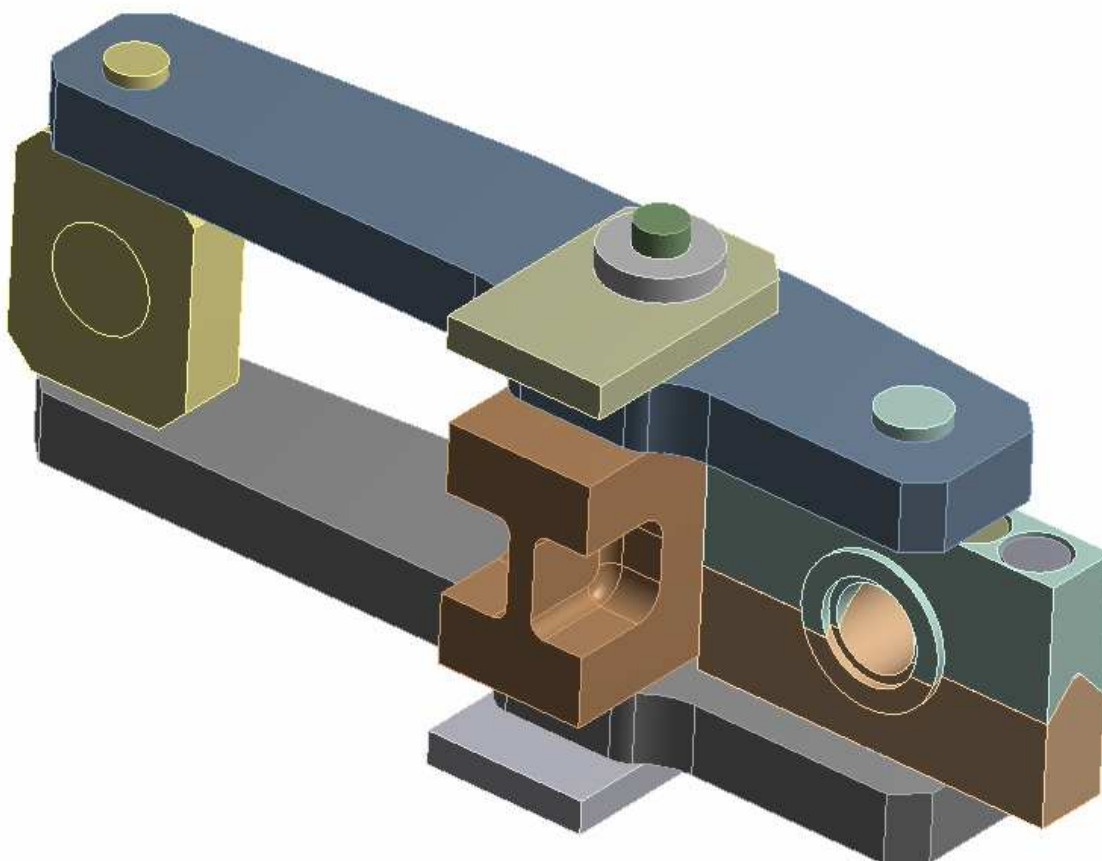
Nejprve tedy byly z modelu odstraněny všechny součásti podle podkapitoly 3.1, tzn. všechny pojistné kroužky, KM matice, MB podložky, jeden pár pák, patka válce s hydraulickým válcem a pístem, jeden ze dvou hlavních čepů a jedna celá čelist dělená.

V dalším kroku byla z modelu odstraněna technologická sražení hran a zaoblení, včetně zaoblení na hlavách šroubů. Zápichy pro pojistné kroužky na čepech a vnitřní šestihrany ve hlavách šroubů byly vyplněny materiálem. Ze zaoblení a sražení hran byla ponechána pouze ta, u nichž se očekávala koncentrace napětí. Tak byly ponechány zaoblení v přechodech dřívků do hlav šroubů a zaoblení přechodů čepů do těl čelistí a těla patky opěrné. Také byla ponechána jim příslušná sražení hran otvorů v pákách.

Podstatnou úpravou byla změna průměrů šroubů a otvorů v dolní čelisti pro tyto šrouby. Bylo zvoleno zmenšit průměr šroubů na vnitřní průměr závitu  $d_3$  [4] a na stejný průměr změnit i otvory v čelisti. Závít tedy nebyl modelován, ale místo něj byl

celý šroub i otvor modelován na nejmenší průměr závitu. V místě přechodu dříku do hlavy šroubu může v důsledku toho vyjít napětí větší než ve skutečnosti. V tomto případě budou ale výsledky na straně bezpečnosti. Podobně byly na nejmenší průměr závitu  $d_3$  sjednoceny i původně závitové konce hlavních čepů s otvory v krytkách. Pomocí těchto bylo modelováno náhradní zajištění za odebrané KM matice. Podrobněji je modelování šroubových spojení popsáno v podkapitole o nastavení kontaktů.

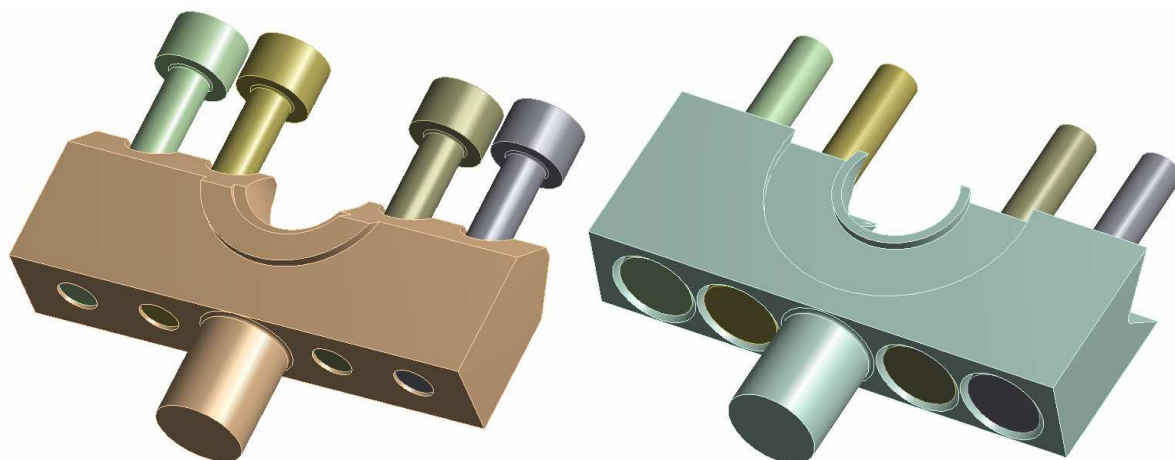
Na obrázku 3.3 je znázorněn celý geometrický model PMP pro analýzu montáže. Geometrický model pro analýzu demontáže je shodný, pouze je v něm otočena celá čelist dělená o  $180^\circ$  kolem osy svých čepů. Na obrázku není pouze vyobrazeno ani jedno náhradní těleso (náhrada za UK).



Obr. 3.3 Geometrický model PMP pro analýzu MKP

Obrázek 3.4 znázorňuje podrobněji finální podobu geometrie čelistí a šroubů. Pro názornost je v levé části obrázku odstraněna čelist horní a v pravé části odstraněna čelist dolní. Tak jsou patrné všechny úpravy na čelistech i šroubech. Navíc jsou

z obrázku patrná osazení, která tlačí na díly UK. Vlevo je čelist natočena stranou pro montáž a vpravo stranou pro demontáž UK.



Obr. 3.4 Detail zjednodušení geometrie čelistí a šroubů

### 3.3 Materiálové vlastnosti

Podle dodané výkresové dokumentace a Lexikonu technických materiálů [5] byly jednotlivým tělesům přiřazeny materiálové vlastnosti a to moduly pružnosti v tahu  $E$  a Poissonovo číslo  $\mu$ . Zadávané vlastnosti materiálů jsou vypsány v tabulce 3.1, ve které jsou navíc uvedeny i meze kluzu, které byly dále použity pro stanovení bezpečnosti. Orientačně jsou uvedeny také meze pevnosti. Všechny materiály s výjimkou materiálu krytky byly zušlechťeny na vyšší pevnosti.

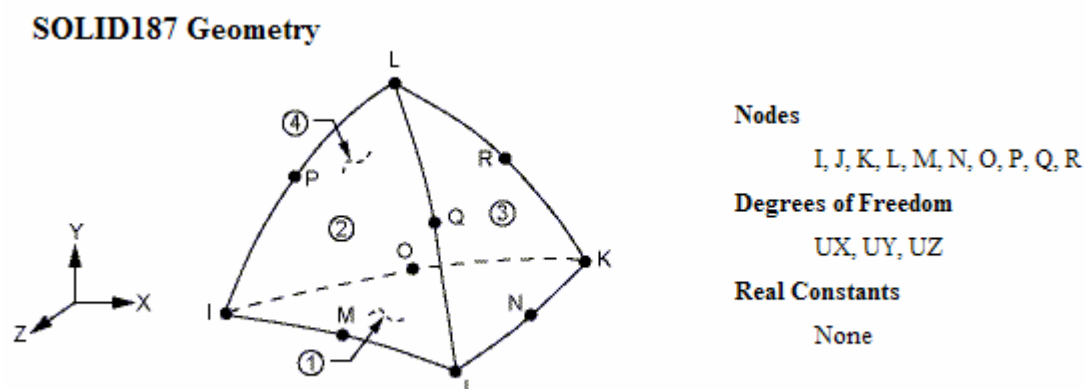
Název dílce	Číslo výkresu	Materiál (třída pevnosti)	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	Modul pružnosti v tahu $E$ [MPa]	Poisson. číslo $\mu$ [-]
Čelist dělená	2 – Zz – 239	15260.8	1180	1370	215000	0,3
Páka	3 – Zz – 240	14260.7	1175	1370	200000	0,3
Nosič	3 – Zz – 241	13242.7	685	932	196000	0,3
Patka opěrná	3 – Zz – 243	14260.7	1175	1370	200000	0,3
Čep	3 – Zz – 244	15241.7	980	1177	214000	0,3
Příložka	4 – Zz – 245	14260.7	1175	1370	200000	0,3
Krytka	4 – Zz – 246	11500.1	275	470	206000	0,3
Šroub M14x70	ČSN 021143.90	12.9	1080	1200	210000	0,3

Tab. 3.1 Materiálové vlastnosti

### 3.4 Sít' konečných prvků

Pro diskretizaci modelu na sít' konečných prvků byly využity různé nástroje programu ANSYS Workbench.

Pro všechna tělesa bylo nastaveno síťování tetraedry a zvolen typ prvku SOLID187 (obr. 3.5), což je čtyřstěnný 3-D prvek s uzly ve vrcholech a meziuzly na hranách prvku (celkem 10 uzlů). Všechny tyto uzly mají 3 stupně volnosti, a to posuvy ve směrech x,y a z [6].



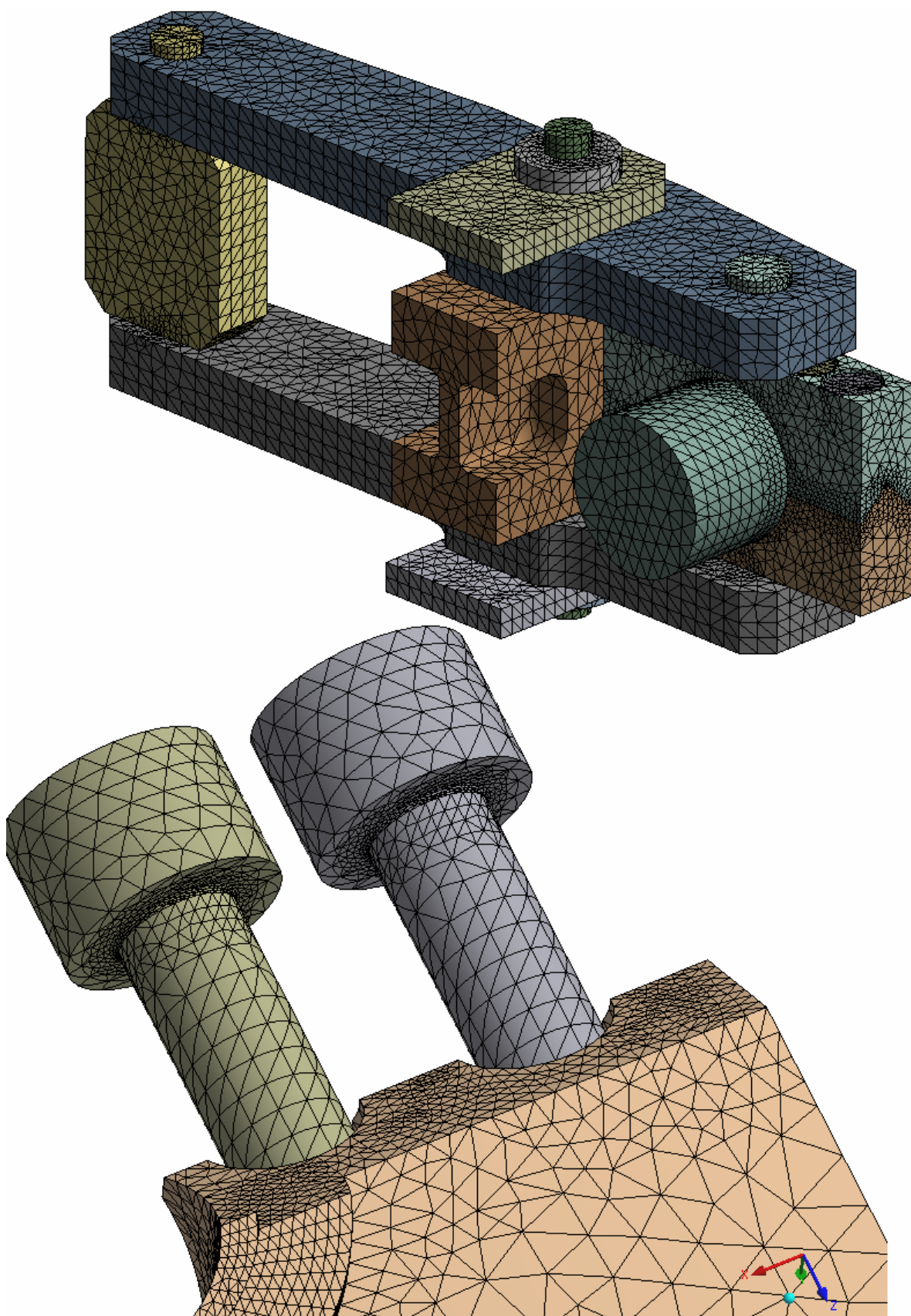
Obr. 3.5 Náčrt použitého typu prvku

Dále byla nastavena globální velikost prvků pro jednotlivá tělesa (3 – 8 mm dle tělesa) a pomocí funkce "sizing" byla sít' zjemňována na vhodných místech. Takto byly zjemněny například přechody dřívků šroubů do hlav, dosedací plochy klínů mezi čelistmi, čepy, přechody čepů do čelistí a patky opěrné, sražení hran otvorů v pákách apod. Dále byla na vhodná místa aplikována funkce "refinement", která sít' v požadovaném místě ještě zjemní a hlavně tuto jemnější sít' přenese i hlouběji pod povrch označené plochy. Na vhodná místa byla nakonec ještě aplikována pravidelná "mapped" sít'.

Výsledná sít' má:

1. 139355 prvků a 224900 uzlů pro analýzu předpětí
2. 211581 prvků a 343810 uzlů pro analýzu montáže
3. 214314 prvků a 348802 uzlů pro analýzu demontáže

Na obrázku 3.6 je znázorněn povrch sítě celého modelu v uspořádání pro montáž, tzn. i s diskretizovaným náhradním válcem. Dále je zde uveden detail sítě šroubů a dosedací klínové plochy a osazení spodní čelisti.



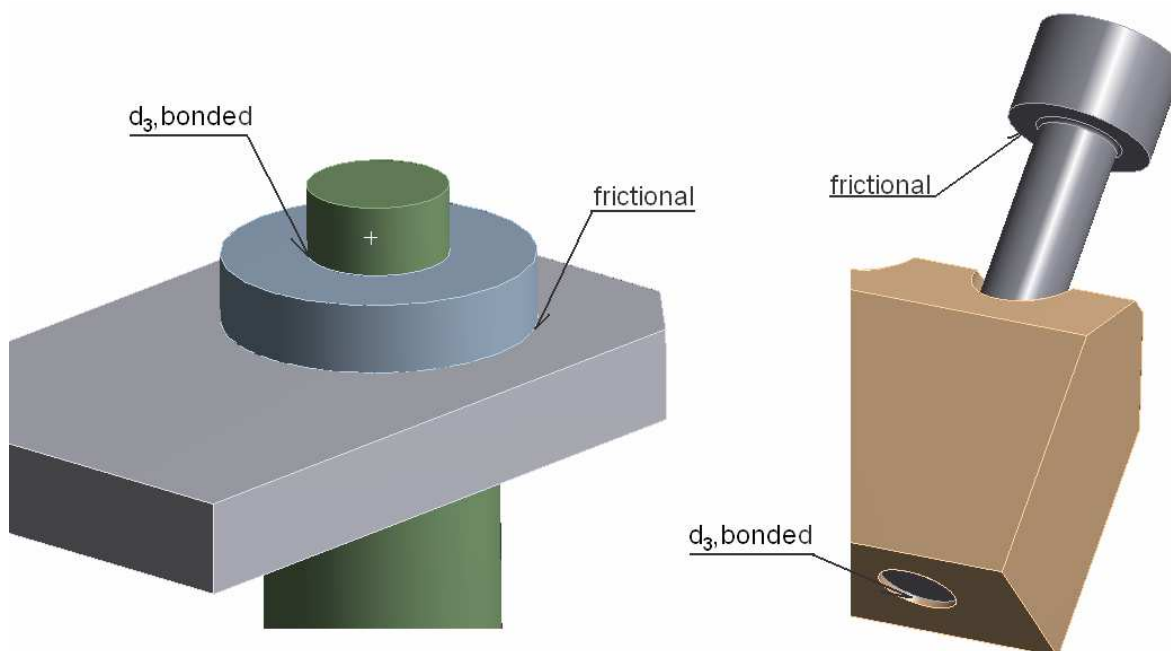
Obr. 3.6 Sít' konečných prvků modelu v uspořádání pro montáž  
a detail sítě šroubů a dosedacích ploch čelisti.



### 3.5 Nastavení kontaktů

Jelikož model netvoří jedno těleso, ale soustavu těles, která jsou vzájemně v kontaktu a navzájem se ovlivňují, je nutné mezi nimi definovat kontaktní prvky. Na kontaktní plochy pohyblivých spojení byl nastaven kontakt typu "frictional" (třecí kontakt) a nastaven součinitel smykového tření  $f$ . Součinitel byl volen podle charakteru třecího spojení [4]. Pro dosedací klínové plochy mezi čelistmi, dále pro plochy pod hlavami šroubů a kontaktní plochy mezi náhradními válci (UK) a příslušným osazením čelistí byly nastaveny součinitele  $f = 0,2$ , jelikož tyto spoje nejsou nijak mazány (obr. 3.7). Pro ostatní třecí kontakty, které jsou mazány, byl nastaven součinitel smykového tření  $f = 0,1$ . Mezi hlavním čepem a nosičem byl nastaven kontakt typu "bonded" (pevné spojení), jelikož čep je v nosiči nalepen.

Šroubová spojení byla modelována následujícím způsobem. U předepínacích šroubů v čelisti dělené byl sjednocen průměr celých šroubů společně s příslušnými otvory ve spodní čelisti na nejmenší průměr závitu  $d_3$  (závit nebyl modelován). Poté byl na takto vzniklé kontaktní plochy aplikován kontakt typu "bonded". Na plochy pod hlavou šroubu byl nastaven kontakt typu "frictional" (viz výše).



Obr. 3.7 Modelové nahrazení šroubových spojí

Další šroubové spoje u PMP se nachází mezi šroubovými konci hlavních čepů a KM maticemi. Tyto matice zajišťují společně s MB podložkami, krytkami a příložkami

(viz obr. 2.3) polohu pák na nosiči a čepu. Jak bylo uvedeno v podkapitole 3.2, byly KM matice a MB podložky vypuštěny z modelu a nahrazeny kontaktem mezi krytkou a čepem. Tyto krytky mají potom funkci jak matice, tak svoji původní funkci vložky mezi maticí a příložkou, tak aby se matice nedotahovala k čepu, ale aby se dotahovala k příložce. Potom byl tedy otvor v krytce a konci čepu průměr také sjednocen na nejmenší průměr závitu  $d_3$  a na takto vzniklé kontaktní plochy byl nastaven kontakt typu "bonded". Na ostatní kontaktní plochy krytky byl nastaven kontakt "frictional" s koeficientem tření také  $f = 0,1$ .

V posledním kroku bylo určeno, které těleso v každém kontaktním páru je "contact" a které "target". Na příslušné kontaktní plochy byly nadefinovány kontaktní prvky typu CONTA174. Na předpokládané dosedací plochy dané kontaktní dvojice byly nadefinovány prvky typu TARGE170 [6]. Jako metoda výpočtu byla nastavena metoda "Pure Penalty".

### 3.6 Rozbor zatížení, okrajové podmínky

Důležitou částí analýzy je stanovení vhodných okrajových podmínek, tzn. vhodné uložení modelu a zavedení silových účinků.

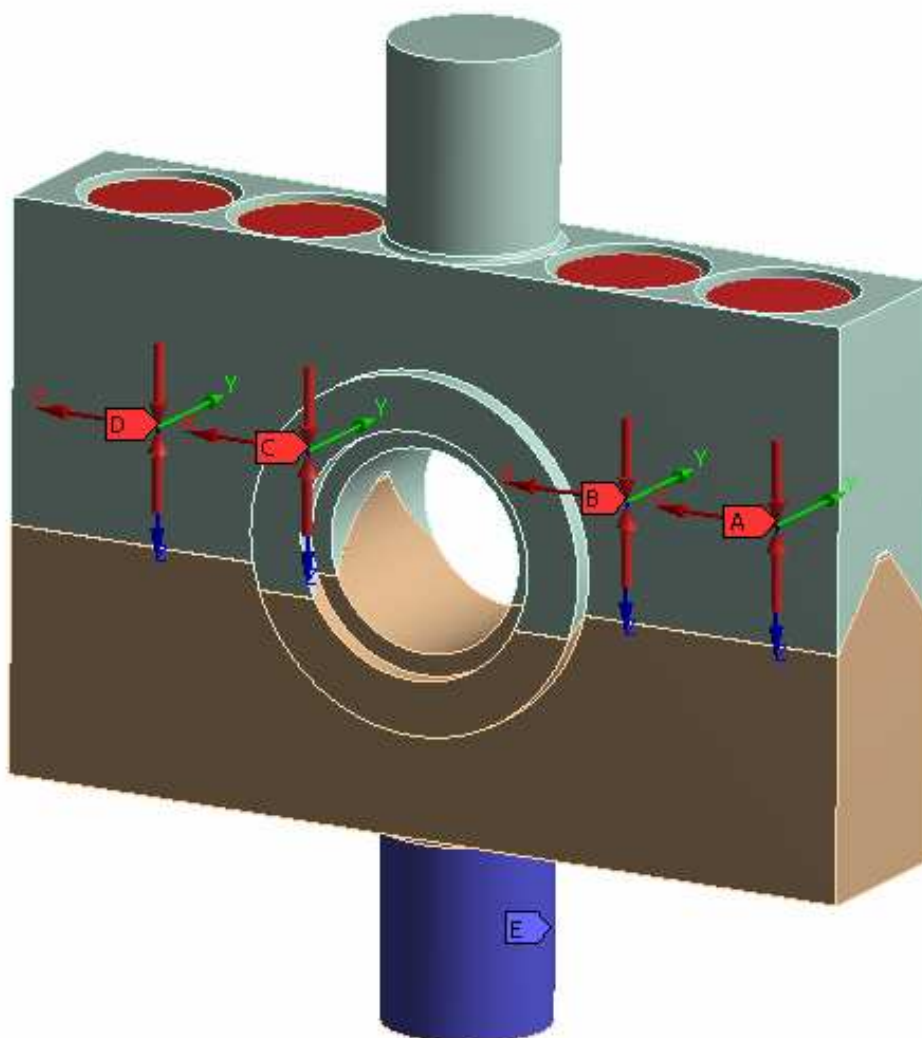
Při používání PMP je nutné před vlastní montáží (popř. demontáží) UK sestavit PMP kolem hřídele a vzorku (obr. 2.4). Při tomto je jedna z čelistí dělených sestavena kolem vzorku a druhá kolem hřídele. Každá ze dvou čelistí dělených je po složení pevně spojena čtyřmi šrouby M14x70. Tyto šrouby jsou potom utaženy, čímž dochází ke vzniku předepjatého spoje. Jak je uvedeno v podkapitole 3.1, byla v prvním kroku provedena pouze analýza pro zatížení tímto předpětím.

Pro tuto analýzu byla modelována pouze jedna čelist dělená se šrouby tak, že z předem připraveného modelu byly pro tento účel odstraněny všechny ostatní součásti, u kterých se předpokládá, že významně neovlivňují napětí a deformaci čelistí a šroubů. Síly ve šroubech působí ve směru osy čepů a stahují čelisti k sobě a tím je jakoby vytahují z pák. V tomto směru se ale můžou čepy v pákách volně pohybovat.

Šrouby pouze přitlačují čelisti k sobě, a proto by teoreticky nebylo nutné tuto celou sestavu nijak ukládat (aplikovat deformační okrajové podmínky). Aby ale soustava jako celek "neutekla" při numerickém výpočtu někam do prostoru, bylo na čepu

spodní čelisti zabráněno v posunutí ve směrech  $x$ ,  $y$  a  $z$  (obr. 3.8, poz. (E)) Tím je odebrána celé sestavě vnější pohyblivost, ale součásti se mohou volně deformovat.

Druhou okrajovou podmínkou je vlastní předpětí ve šroubech, které obě čelisti přitlačuje k sobě. Tato podmínka byla aplikována do lokálních souřadných systémů jednotlivých šroubů pomocí funkce "prestress". Lokální systémy jsou umístěny vždy na ose šroubu v polovině výšky mezi hlavou šroubu a začátkem "šroubového spojení". Program v těchto místech poté zavede prvky typu PRETS179. Do jednotlivých šroubů tak byly zaneseny předepínací síly  $F_P = 10000N$  (A, B, C, D). Velikost předepínací síly byla stanovena pokusně při dříve prováděných zkušebních analýzách (montáže). Pro sílu  $F_P = 10000N$  vycházel nejlépe "poměr" mezi napětím šroubů a rozevíráním (deformací) čelistí.

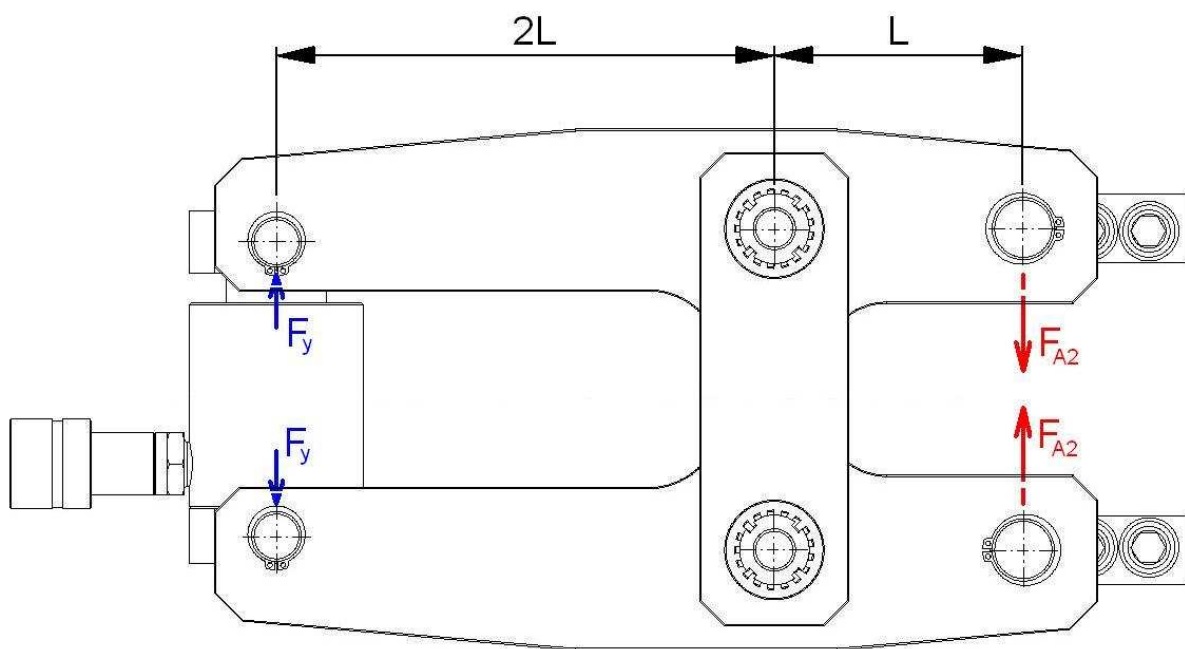


Obr. 3.8 Okrajové podmínky pro analýzu předpětí



Pro zbývající dvě analýzy bylo zapotřebí zvolit vhodné uložení PMP. Také bylo nutné stanovit zátěžnou sílu  $F_y$ , kterou tlačí píst hydraulického válce na patky.

Hledaná síla  $F_y$  musí být taková, aby slisovala díly UK tak, aby ta potom přenášela požadovaný krouticí moment. Geometrií PMP je dán převod 2:1 mezi silou pístu na patky  $F_y$  a silou  $F_{A2}$ , kterou působí čelisti na UK (obr. 3.9).



Obr. 3.9 Pákový převod síly přípravkem

Montážní přípravek a upínací kleštiny byly navrženy pro zatěžování vzorku krouticím momentem  $M_K = 600Nm$ . V praxi se ale vzorky takovým krouticím momentem nikdy nezatěžují. Maximální přenášený moment se pohybuje do  $200Nm$ . Okrajové podmínky však byly stanoveny pro maximální přenášený krouticí moment  **$M_K = 600Nm$** .

Síla  $F_{A2}$ , kterou je zapotřebí zalisovat půlkužel UK, se získá ze silového rozboru UK (Příloha A) [7]. Pro zadaný krouticí moment potom vychází síla  **$F_{A2} = 72800N$** . Z této síly potom po přepočítání dle pákového převodu vyplývá zátěžná síla:  **$F_y = F_{A2} / 2 = 36400N$** .

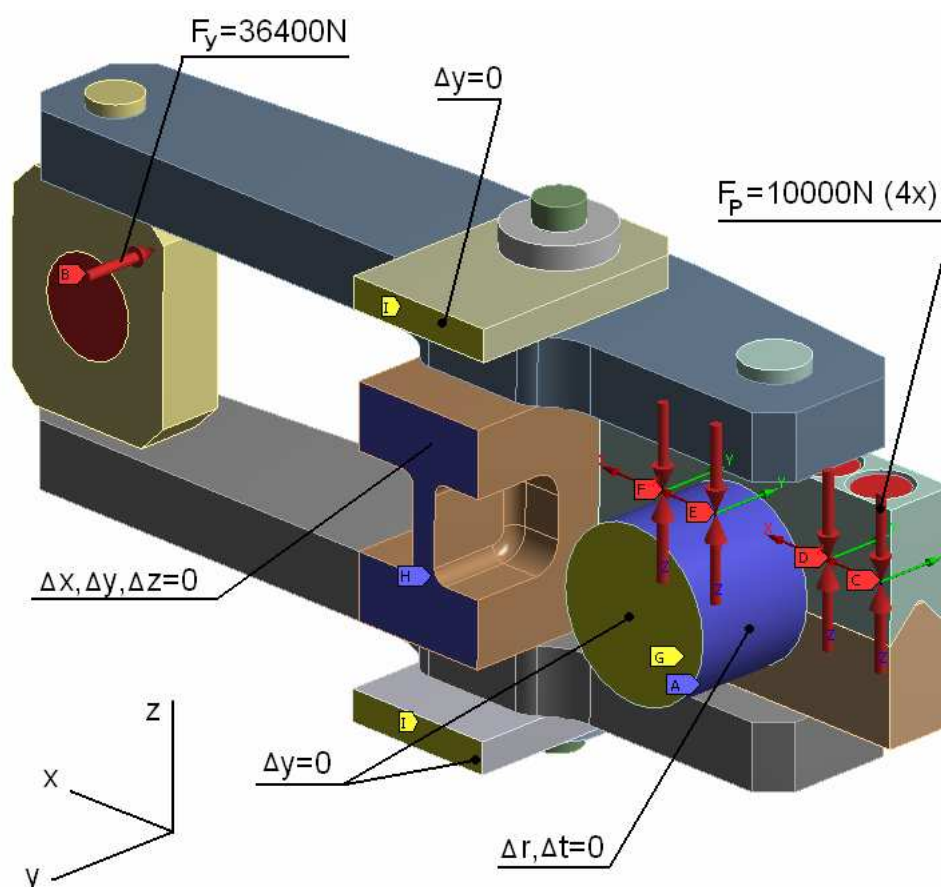
Sílu  $F_y$  by tedy měl tlačit píst hydraulického válce na patku opěrnou. Jelikož nebyl modelován ani píst ani kruhové vybrání v patce opěrné, do které píst zapadá, byla při tvorbě geometrického modelu vytvořena na patce opěrné kruhová plocha, na kterou byla zátěžná síla aplikována. Jelikož píst si kvůli symetrii PMP drží stále stejný směr a to směr globální souřadné osy y, nebyla síla na plochu aplikována jako

normálová, ale byla nastavena jako síla ve směru globální souřadné osy  $y$  (obr. 3.10, poz. (B)).

Na šrouby čelisti dělené byly shodně jako u předešlé analýzy nastaveny předepínací síly  $F_P = 10000N$ . (C, D, E, F).

Při analýzách montáže i demontáže musely již být součástí modelu přiřazeny deformační okrajové podmínky viz Obr. 3.10. Všem plochám v rovině řezu (symetrie) by měla být přiřazena symetrická okrajová podmínka, což pro daný typ prvku znamená v podstatě zabránění posuvu ve směru kolmém na rovinu symetrie uzlů ležících v této rovině. Proto byl na odpovídající plochy náhradního válce (UK), příložek a nosiče nastaven nulový posuv ve směru globální souřadné osy  $y$  (I, G, H). Dále byl na tutéž plochu u nosiče nastaven nulový posuv ve směrech  $x$  a  $z$  (H). Poslední okrajovou podmínkou (A) byl odebrán radiální a tangenciální posuv válcové ploše náhradního válce a tak se ten může pouze stlačovat směrem k rovině symetrie.

Okrajové podmínky jsou stejné pro analýzu montáže i demontáže. U demontáže je pouze otočena celá čelist dělená a je vyměněn náhradní válec.



Obr. 3.10 Okrajové podmínky pro analýzu montáže i demontáže

## 4 Výsledky analýz

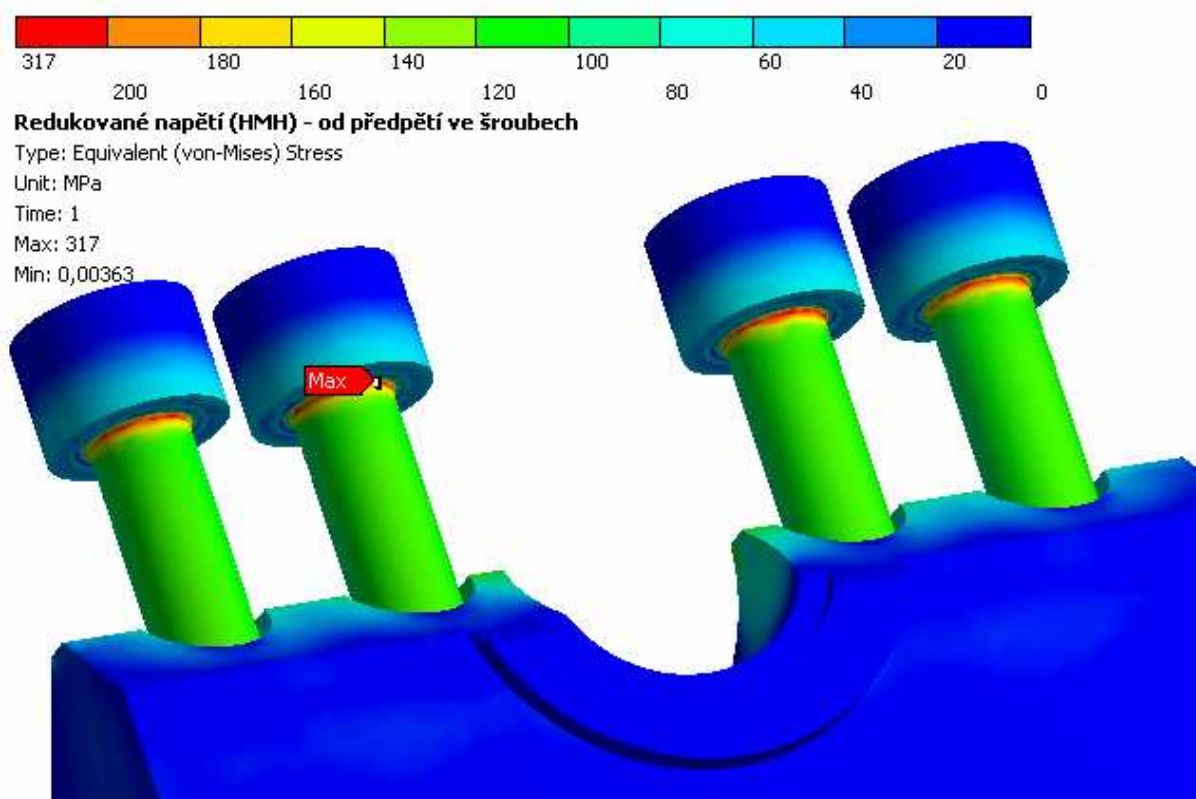
Po provedení výpočtů byly analyzovány výsledky. Pro porovnávání s mezí kluzu jednotlivých součástí bylo zvoleno vyšetřovat jednotně v součástech redukované napětí podle hypotézy HMM. Tato hypotéza je vhodná pro houževnaté materiály a víceosý napěťový stav. Redukované napětí podle hypotézy HMM se určí ze vztahu:

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)} \quad (4.1)$$

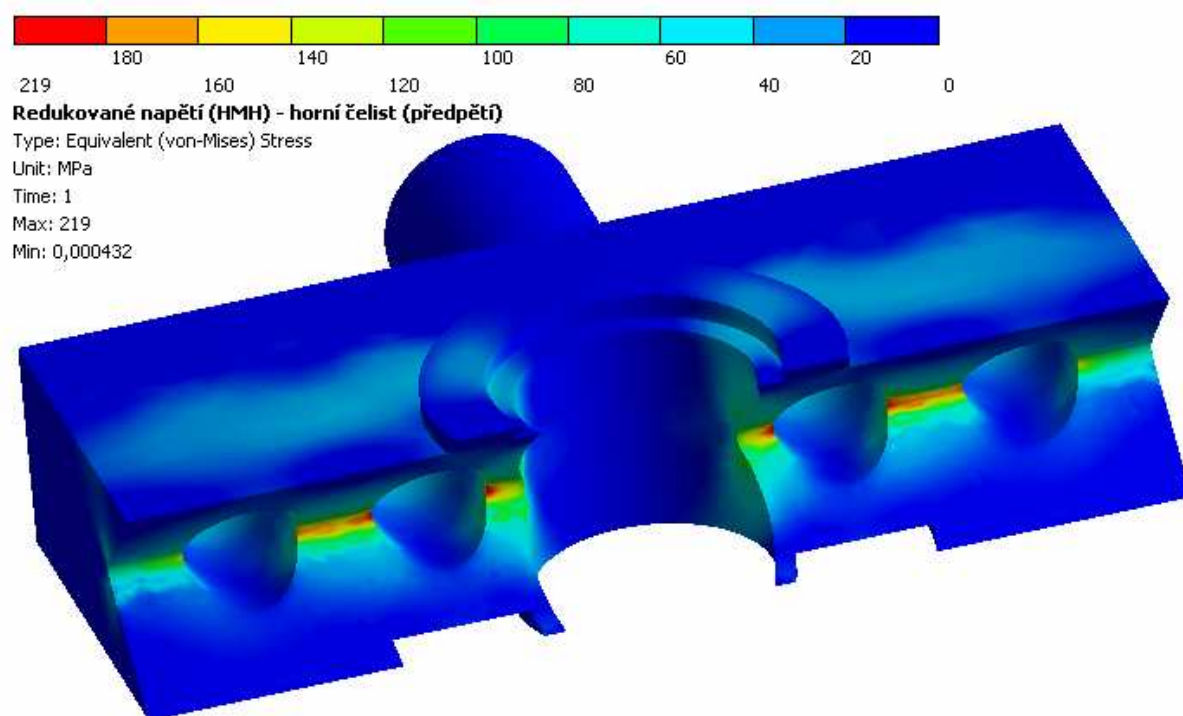
kde  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  a  $\sigma_3$  jsou hlavní napětí.

### 4.1 Analýza čelisti dělené zatížené předpětím ve šroubech

Na obrázcích 4.1 a 4.2 je znázorněno rozložení napětí v součástech čelisti dělené po jejím zatížení předepínacími silami ve šroubech. Pro předepínací sílu  $F_P = 10000\text{N}$  je maximální redukované napětí dle teorie HMM v přechodech dírků do hlav šroubů a to  $317\text{MPa}$ . V čelisti dělené jsou nejvíce namáhány kouty středícího klínu u čelisti horní. Redukované napětí zde dosahuje  $219\text{MPa}$ .



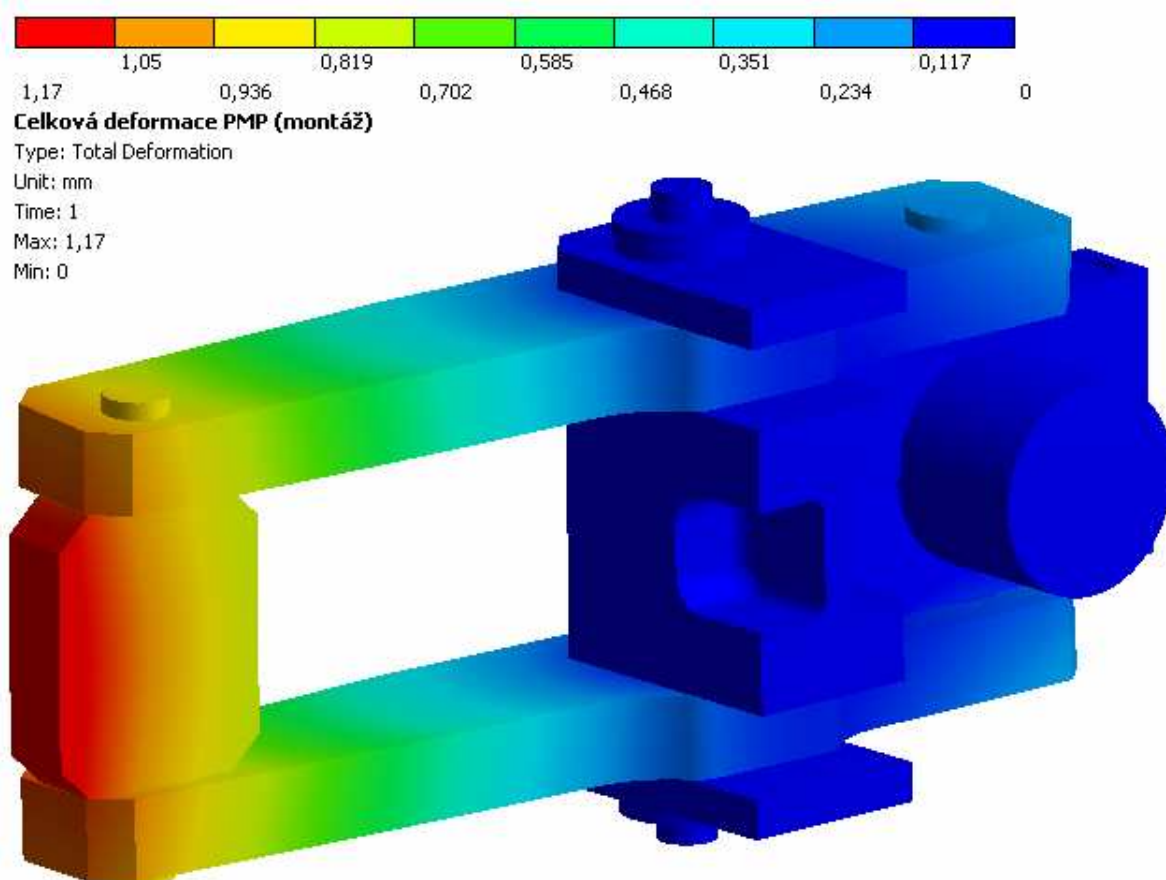
Obr. 4.1 Redukované napětí (HMM) ve šroubech a čelisti dolní od předpětí ve šroubech [ MPa ]



Obr. 4.2 *Redukované napětí (HMH) v horní čelisti  
od předpětí ve šroubech [ MPa ]*

## 4.2 Analýza PMP v uspořádání pro montáž UK

V první řadě byla prošetřena celková deformace PMP. Bylo zjištěno, že pro danou zátěžnou sílu se nejvíce oproti své původní poloze posune patka opěrná. Deformace byla zobrazena ve zvětšeném měřítku a potom bylo patrné, že se patka převážně vlivem ohybu pák přesune ve směru od roviny symetrie o  $1,17\text{ mm}$ . Z toho vyplývá, že by mělo potom při tomto zatížení dojít k vysunutí pístu hydraulického válce (dvakrát posunutí patek) přibližně o  $2,3\text{ mm}$ .

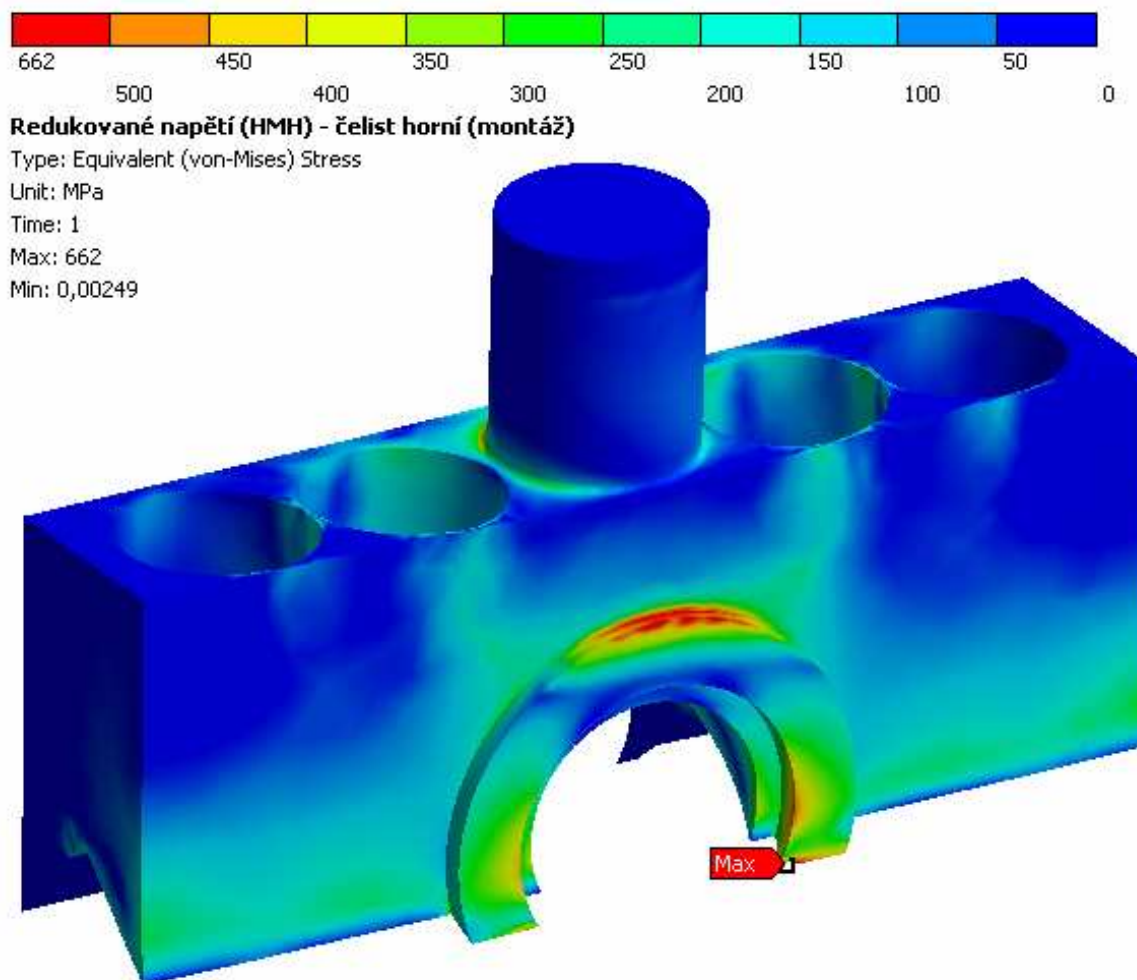


Obr. 4.3 Celková deformace PMP při montáži UK

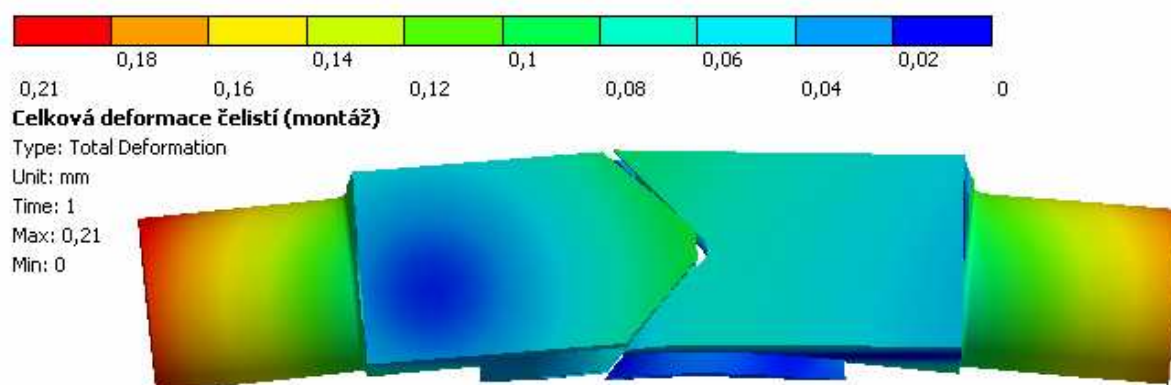
Poté bylo vyšetřováno redukované napětí v jednotlivých součástech. Největší redukované napětí bylo zjištěno u čelisti horní, a to na hranách osazení, které tlačí na půlkužel UK (viz obr. 4.4). Zde bylo zjištěno napětí od 500 do  $662\text{ MPa}$ . Jedná se o napětí ve hraně, které se dá odstranit vhodným zaoblením hran. Při všech výpočtech byla dále kontrolována deformace a penetrace v kontaktních plochách a upraveno nastavení kontaktních parametrů.



V souvislosti s tím byla zkoumána deformace čelistí. Z obrázku 4.5 je patrné prohnutí čelistí kolem UK a zároveň rozevření čelistí. Z toho vyplývá, že na UK netlačí rovnoměrně celé osazení čelistí, ale právě horní a dolní část kruhové hrany osazení a hrana na osazení vzniklá "klínovým řezem" čelistí.

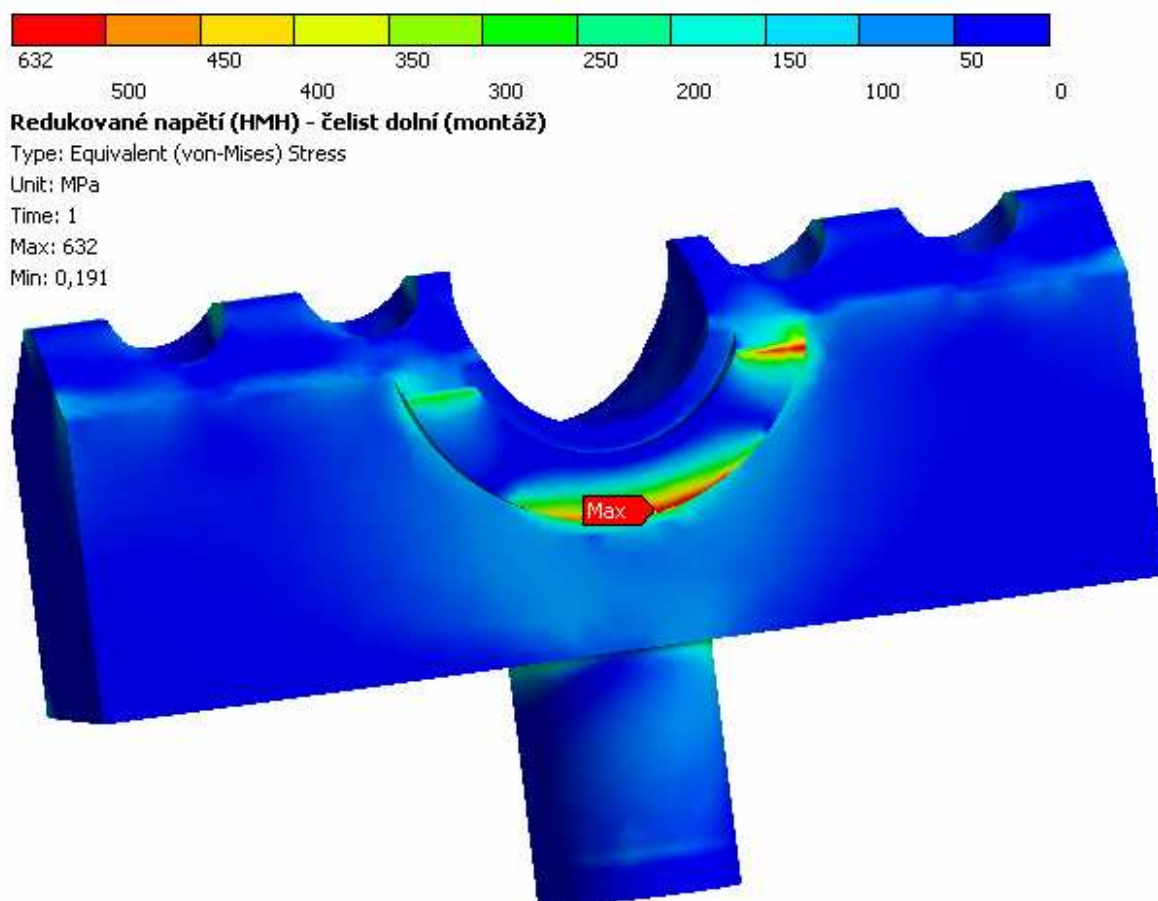


Obr. 4.4 Redukované napětí (HMH) v horní čelisti při montáži UK [ MPa ]



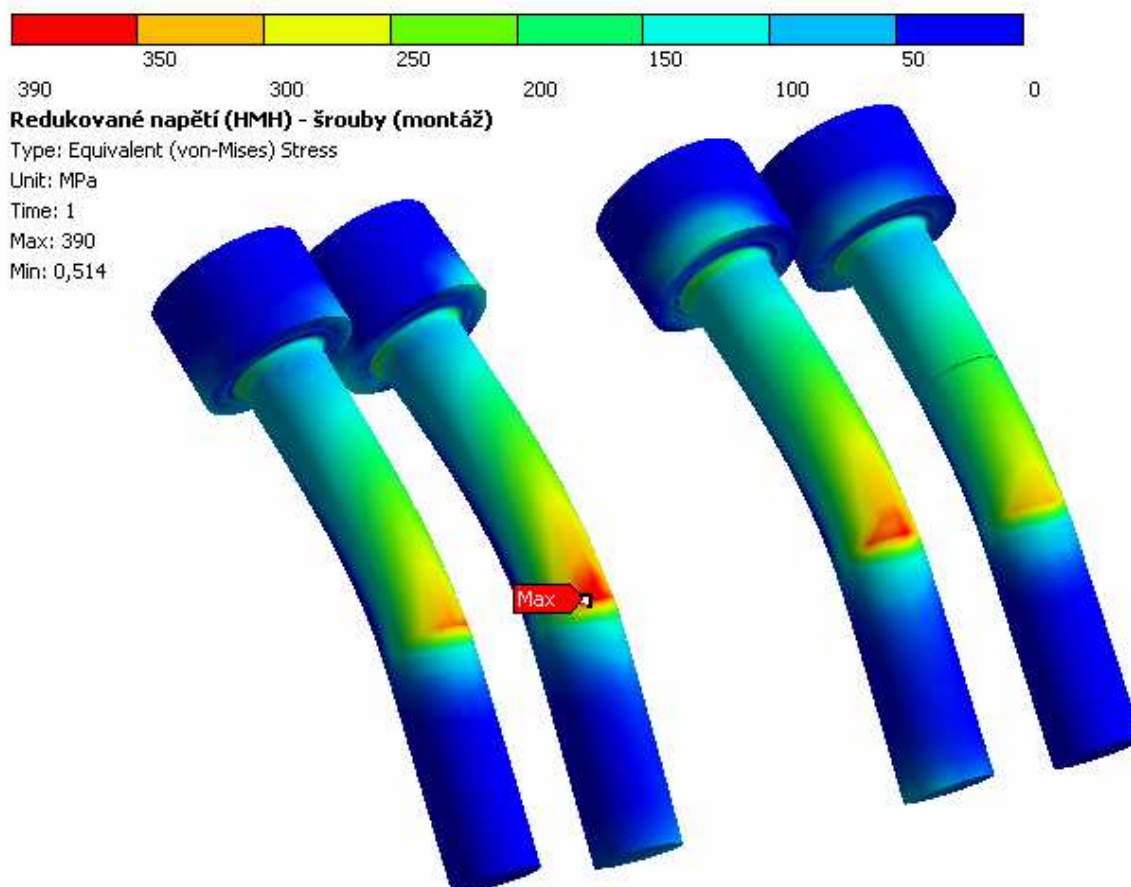
Obr. 4.5 Celková deformace čelistí při montáži UK

Na obrázku 4.6 je rozložení redukovaného napětí v dolní čelisti. Maximální redukované napětí je zde ve spodní části hrany osazení a to  $632\text{MPa}$ . Jedná se rovněž o napětí ve hraně, které se dá odstranit vhodným zaoblením hran. Platí zde stejná souvislost s deformací čelistí (obr. 4.5) jako v předešlém odstavci.



Obr. 4.6 Redukované napětí (HMH) v dolní čelisti při montáži [ MPa ]

Maximální redukované napětí ve šroubech dosahuje hodnoty  $390\text{MPa}$  a to v místě nad pomyslným prvním funkčním závitem na straně šroubu odvrácené od UK. Více jsou namáhány šrouby blíže k svislé ose čelisti dělené. Rozložení redukovaného napětí ve šroubech dle teorie HMM je na obrázku 4.7



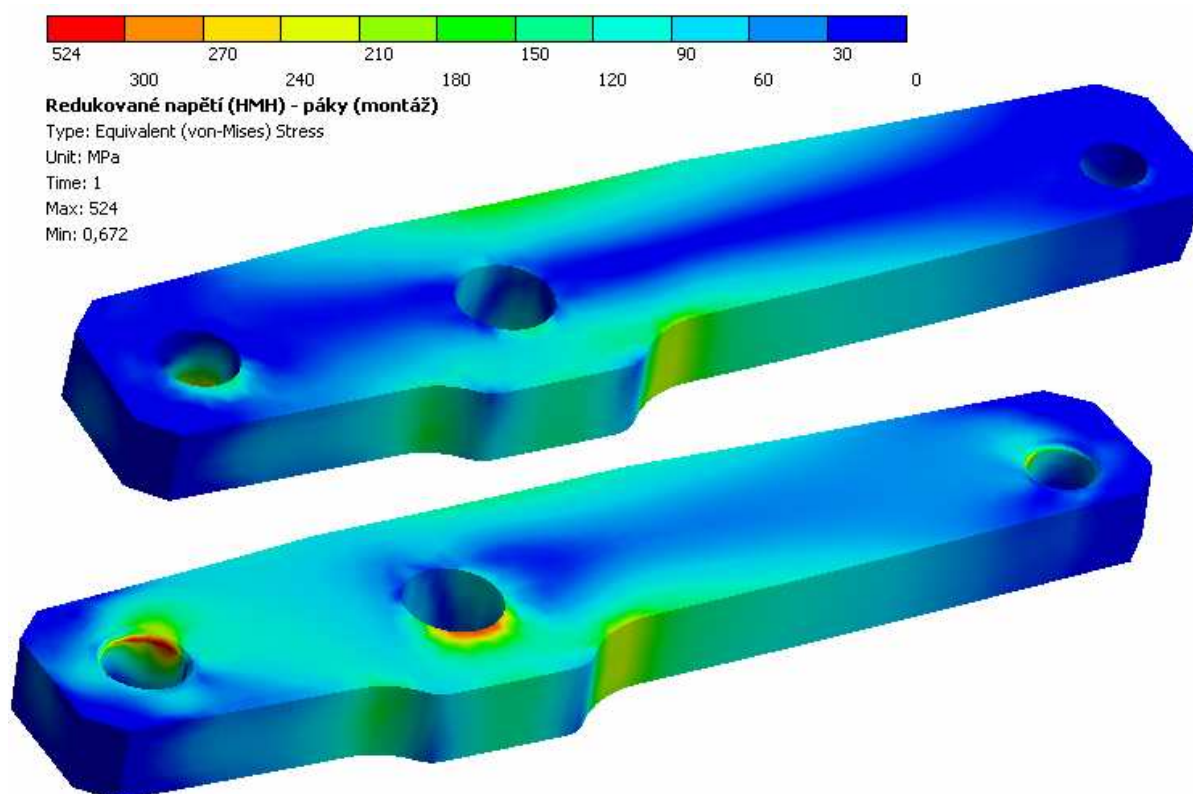
Obr. 4.7 Redukované napětí (HMM) ve šroubech při montáži [ MPa ]

Na obrázcích 4.8 a 4.9 je rozložení redukovaného napětí v pákách a v patce opěrné. U pák jsou nejvíce namáhány hrany otvorů pro hlavní čep a pro čepy čelistí. Redukované napětí zde dosahuje  $524\text{MPa}$ .

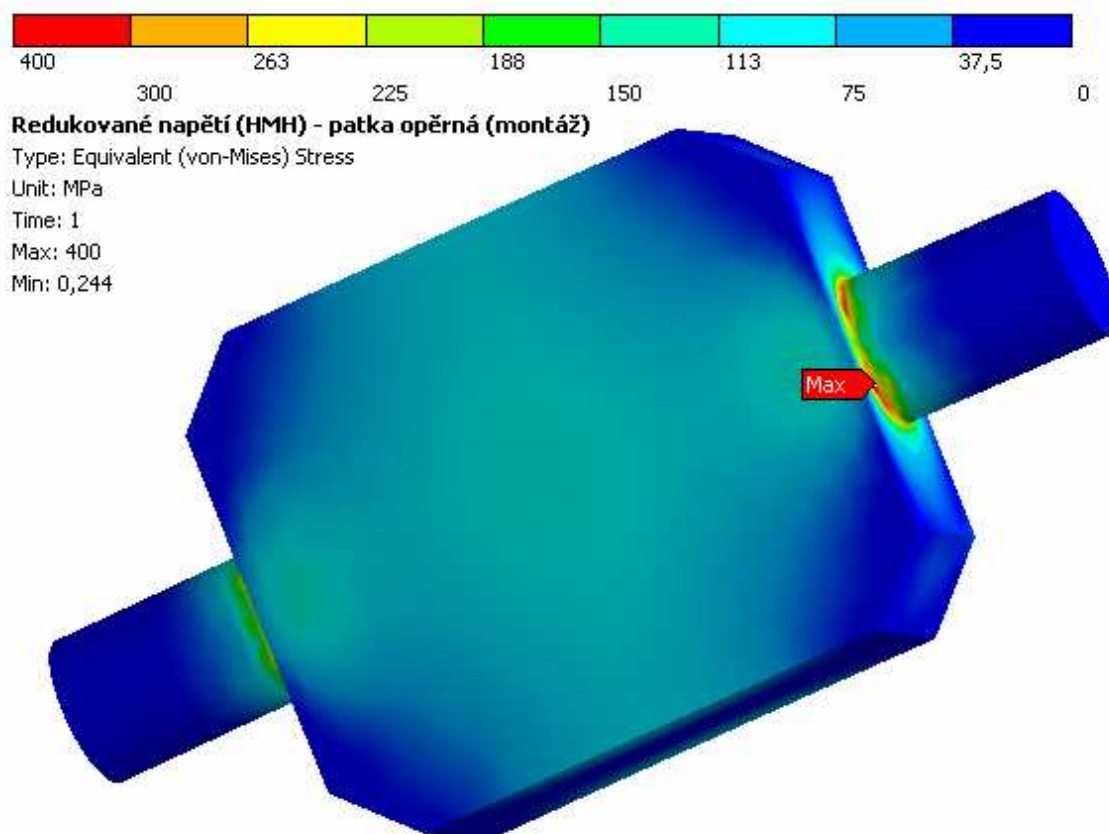
Na patce opěrné jsou nejvíce namáhány přechod čepů do vlastního těla patky. Redukované napětí zde nabývá  $400\text{MPa}$ . Jedná se rovněž o napětí ve hraně, které se dá odstranit vhodným sražením a zaoblením hran.

Maximální redukovaná napětí budou shrnuta do tabulky v podkapitole 4.4, kde budou uvedena i napětí u ostatních součástí. Rozložení napětí v dalších součástech je uvedeno v příloze B.





Obr. 4.8 Redukované napětí (HMH) v pákách při montáži [ MPa ]

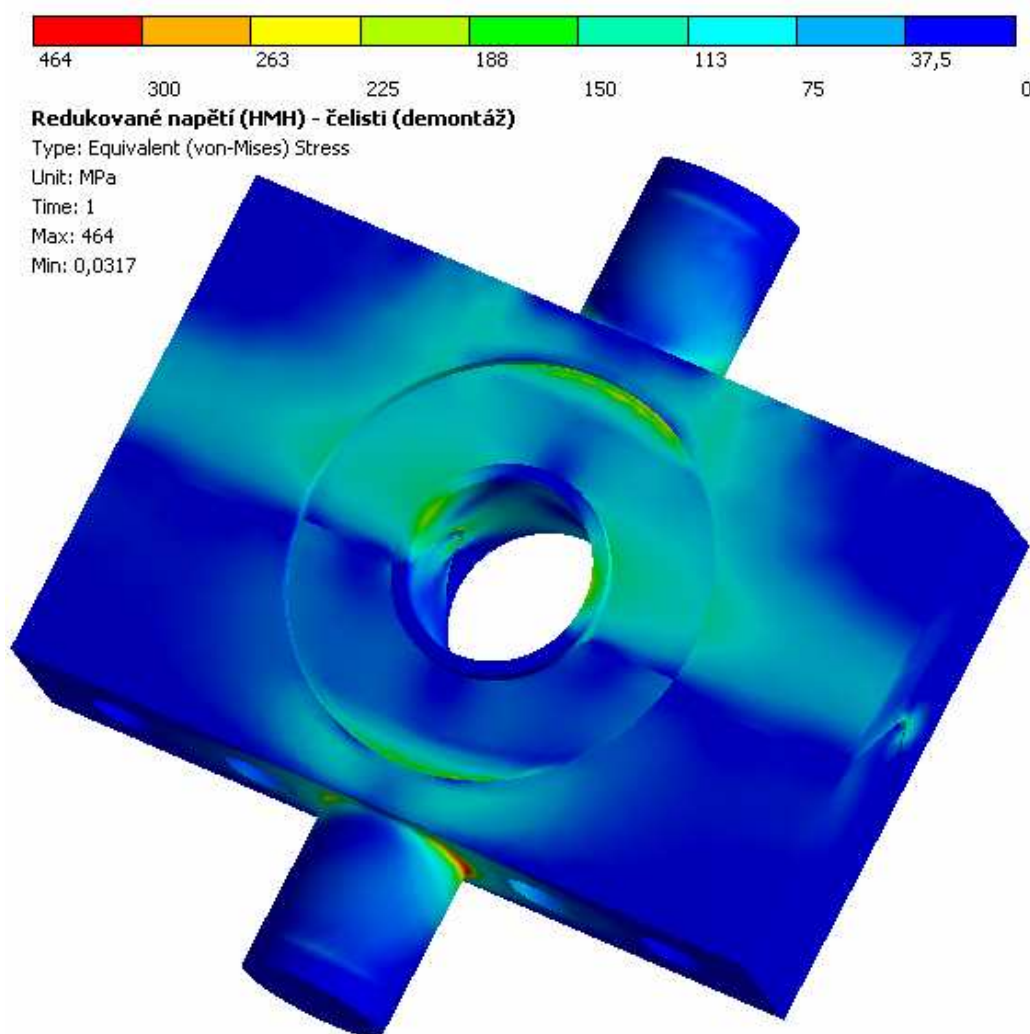


Obr. 4.9 Redukované napětí (HMH) v opěrné patce při montáži [ MPa ]

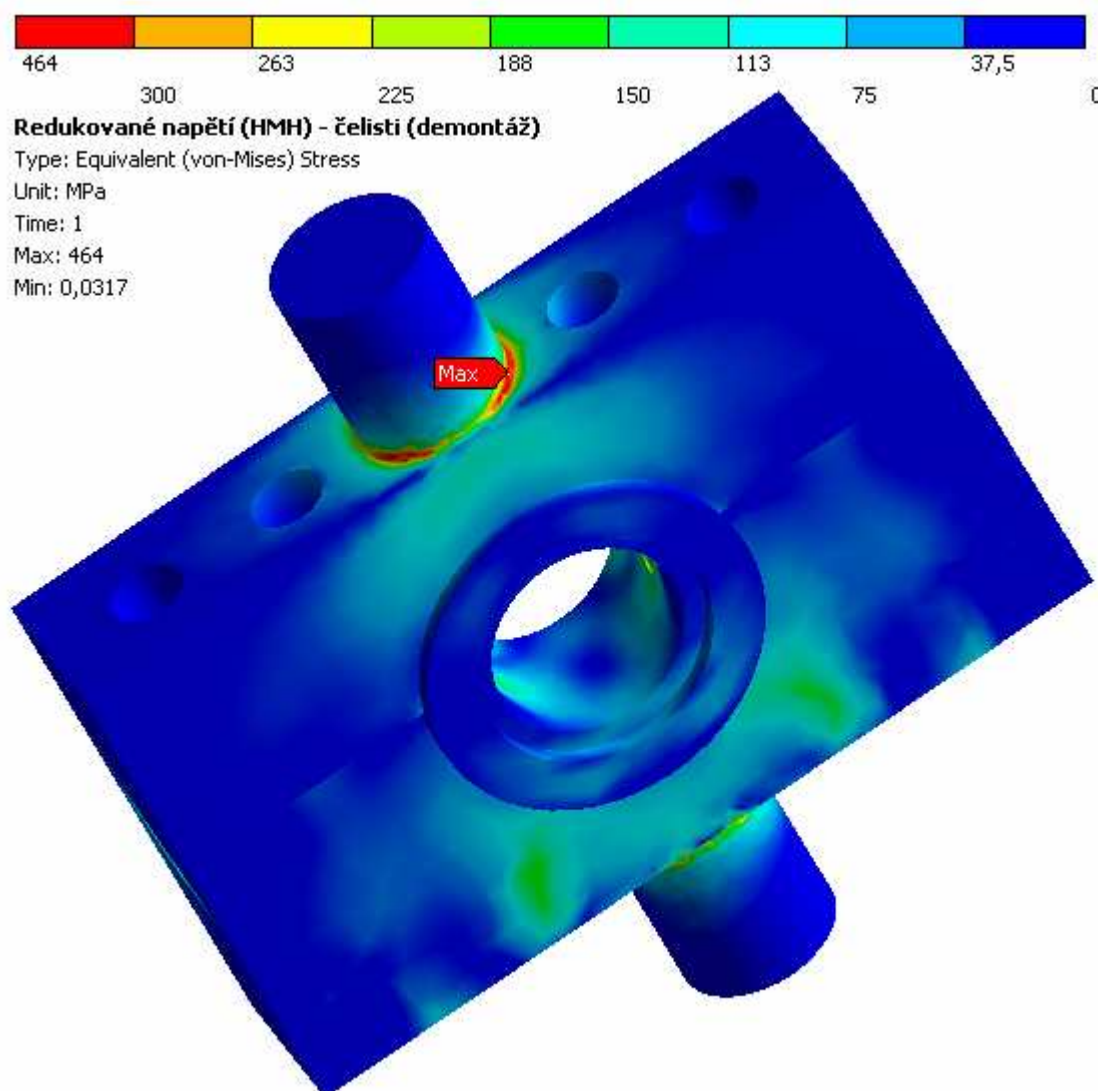
### 4.3 Analýza PMP v uspořádání pro demontáž UK

Jak bylo popsáno výše, model pro uspořádání pro demontáž UK byl v podstatě shodný s modelem pro montáž, pouze byla obrácena čelist dělená o  $180^\circ$  a bylo použito jiné náhradní těleso za díly UK. Výsledky výpočtu byly u hlavních součástí v podstatě shodné jako s analýzou montáže. Rozdíly byly právě pouze u součástí čelisti dělené, tzn. u čelistí horní a dolní a u šroubů. Pouzdro UK (simulováno náhradním válcem) má větší průměr než půlkužel, a proto se čelisti tolik neohýbají kolem tohoto pouzdra a tolik se nerozevírají. Tlak mezi pouzdem a čelistmi je tak rovnoměrněji rozložen po dosedací ploše těchto součástí (obr. 4.10).

Maximální redukované napětí v čelistech je potom při demontáži UK v přechodech čepů do čelistí, a to  $465\text{MPa}$  (obr. 4.11). Opět se jedná o napětí ve hraně, které se dá odstranit vhodným zaoblením.



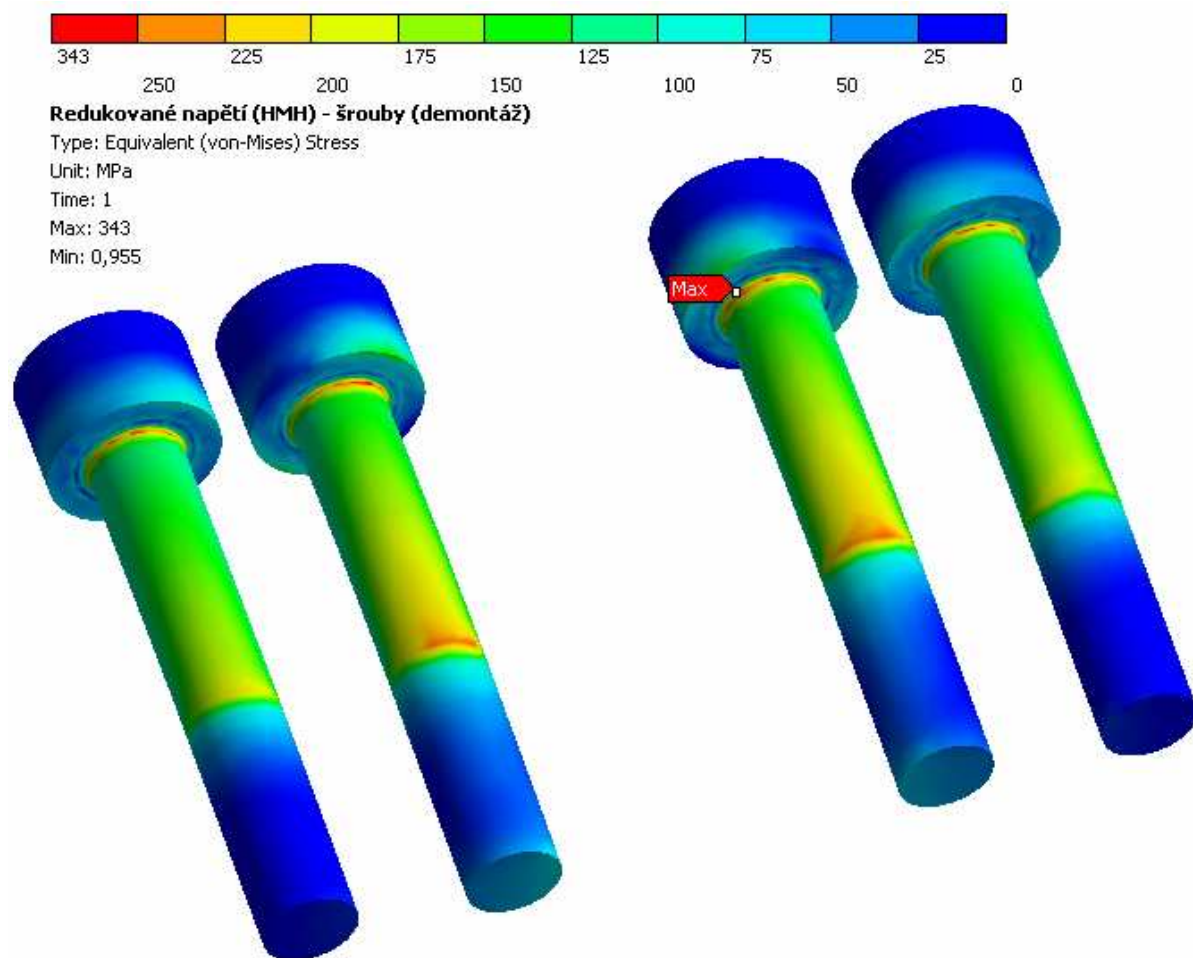
Obr. 4.10 Redukované napětí (HMH) v čelistech při demontáži [ MPa ]



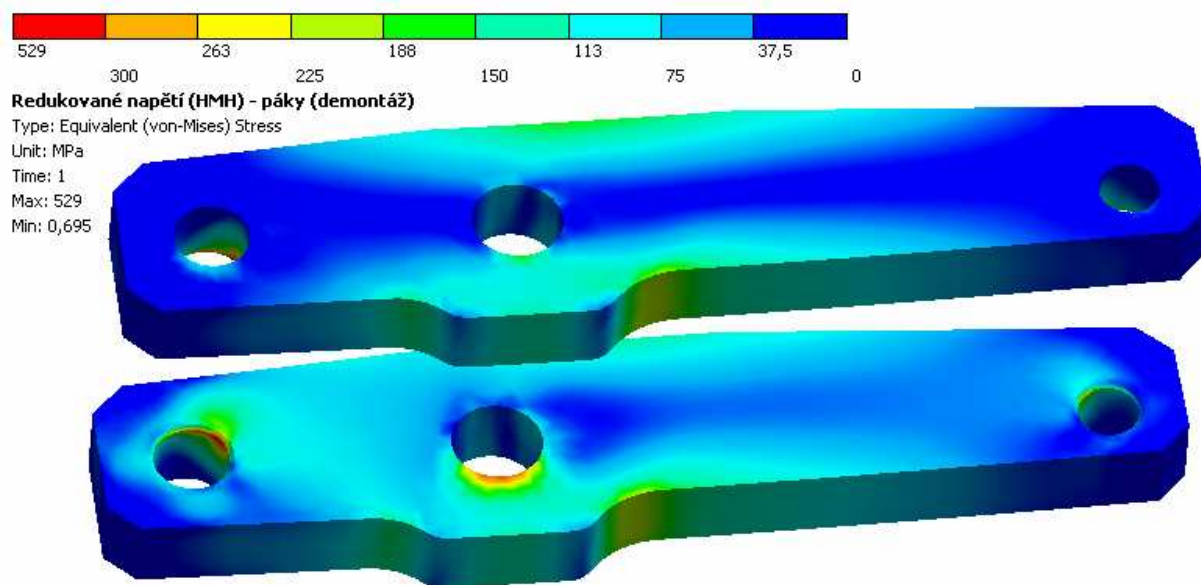
Obr. 4.11 Redukované napětí (HMH) v čelistech při demontáži [ MPa ]

Na obrázku 4.12 je znázorněno rozložení redukovaného napětí dle teorie HMH ve šroubech při demontáži UK. Také šrouby jsou při demontáži méně ohýbány než při montáži, z čehož vyplívá menší redukované napětí, a to  $343\text{ MPa}$  v přechodu dříku do hlavy šroubu.

Na obrázku 4.13 je rozložení redukovaného napětí v pákách při demontáži. Z obrázku je patrná shoda výsledků s analýzou montáže. Maximální redukované napětí je zde  $529\text{ MPa}$  oproti  $524\text{ MPa}$  při montáži.



Obr. 4.12 Redukované napětí (HMH) ve šroubech při demontáži [ MPa ]



Obr. 4.13 Redukované napětí (HMH) v pákách při demontáži [ MPa ]

#### 4.4 Určení koeficientů bezpečnosti

Posledním krokem analýzy bylo stanovení bezpečností k mezi kluzu jednotlivých součástí (tab. 4.1). Jak bylo uvedeno výše, vyšla ve většině součástí shodná redukovaná napětí jak u analýzy montáže UK, tak u analýzy demontáže. Rozdíly byly pouze u dílů čelisti dělené, kde větší redukovaná napětí vyšla pro analýzu montáže. Z tohoto důvodu byla pro stanovení bezpečností k mezím kluzu vybrána právě data z analýzy montáže.

Koeficient bezpečnosti se stanoví ze vztahu:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{REDmax}} [-] \quad (4.2)$$

Název dílce	Materiál (třída pevnosti)	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	$\sigma_{REDmax}$ [MPa]	<b>k [-]</b>
Čelist dělená	15260.8	1180	662	<b>1,78</b>
Páka	14260.7	1175	524	<b>2,24</b>
Nosič	13242.7	685	178	<b>3,84</b>
Patka opěrná	14260.7	1175	400	<b>2,94</b>
Čep	15241.7	980	223	<b>4,39</b>
Příložka	14260.7	1175	103	<b>11,4</b>
Krytka	11500.1	275	162	<b>1,69</b>
Šroub M14x70	12.9	1080	390	<b>2,77</b>

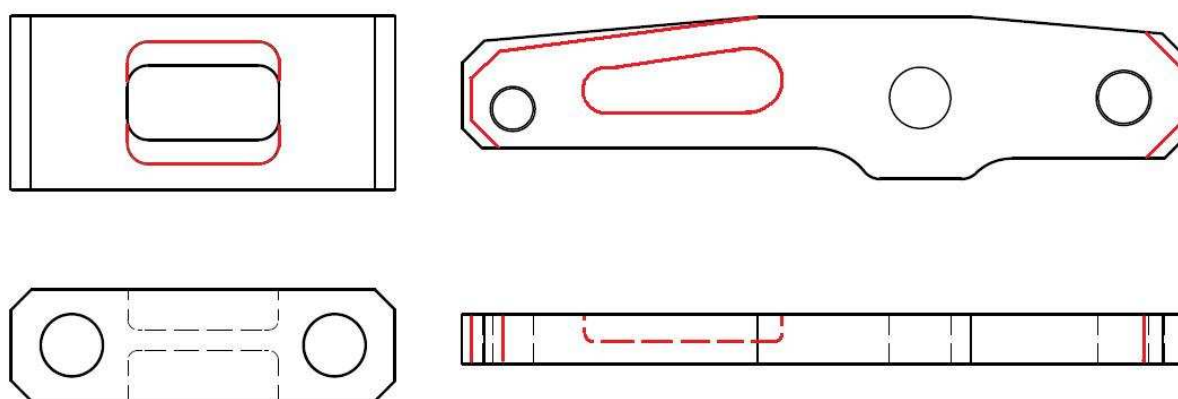
Tab. 4.1 *Koeficienty bezpečnosti jednotlivých součástí PMP*



## 5 Návrh změn PMP

### 5.1 Navržené konstrukční úpravy

Po provedení analýz a posouzení výsledků byly navrženy konstrukční změny vedoucí ke snížení hmotnosti PMP. Po konzultaci s Katedrou pružnosti a pevnosti bylo domluveno provést pouze takové úpravy, které by byly snadno realizovatelné jako úpravy na stávajícím zařízení a také které by měly z hlediska snížení hmotnosti vůbec význam. Nejvíce namáhanými a zároveň nejsložitějšími díly jsou čelisti, proto bylo rozhodnuto tyto neupravovat. A jelikož jsou kromě pák a nosiče ostatní díly poměrně malé a jejich úprava by měla jen malý vliv na snížení hmotnosti, bylo přistoupeno pouze k návrhu úprav právě pák a nosiče.



Obr. 5.1 *Naznačení navrhnutých konstrukčních úprav  
(přesné okótování je na výkresech v příloze)*

S ohledem na rozložení napětí v pákách a nosiči byly navrženy následující úpravy:

- U nosiče rozšířit obě jeho vylehčení směrem nahoru a dolů za použití stejných zaoblení. Předpokládá se, že nástroj pro stávající zaoblení je k dispozici a použitím stejných zaoblení se předejde případnému nedostatku nástroje.
- U páky zmenšit celkově tvar kolem otvoru pro čep patky. Dále zvětšit sražení hran kolem otvorů pro čepy jak patky tak čelisti. A jako poslední změna bylo navrženo vylehčení mezi otvorem pro čep patky a otvorem pro hlavní čep. Vylehčení by bylo provedeno pouze z jedné strany a páky by se montovaly tímto vylehčením

na vnější stranu přípravku. Tzn. u páky na horní straně PMP by směřovalo vylehčení nahoru a u páky na spodní straně by směřovalo dolů. Také pro toto vylehčení byla volena zaoblení tak, aby je bylo možno udělat stejným nástrojem jako vylehčení v nosiči.

Obrázek 5.1 je pouze orientační. Pro přesné okótování dílců s navrženými změnami byly upraveny původní výkresy. Výkresy jsou zpracovány jako změny stávajících dílců, proto mají stejná čísla a pouze se u nich změnil index na 01. Výkresy jsou přiloženy k diplomové práci jako příloha C a D.

K provedení úprav výkresů byl použit program Catia V5, do kterého byl načten dodaný 3-D CAD model PMP ve formátu ".step". Na vybraných dílech byly provedeny navržené úpravy a potom byly tyto díly použity pro tvorbu výkresů. Program Catia také umožňuje po zadání hustoty materiálu stanovit hmotnost dílců. Takto byly virtuálně "zváženy" upravované dílce před i po úpravě a byla stanovena předpokládaná úspora hmotnosti. Celková ušetřená hmotnost (tzn. pro čtyři páky a jeden nosič) by potom byla:

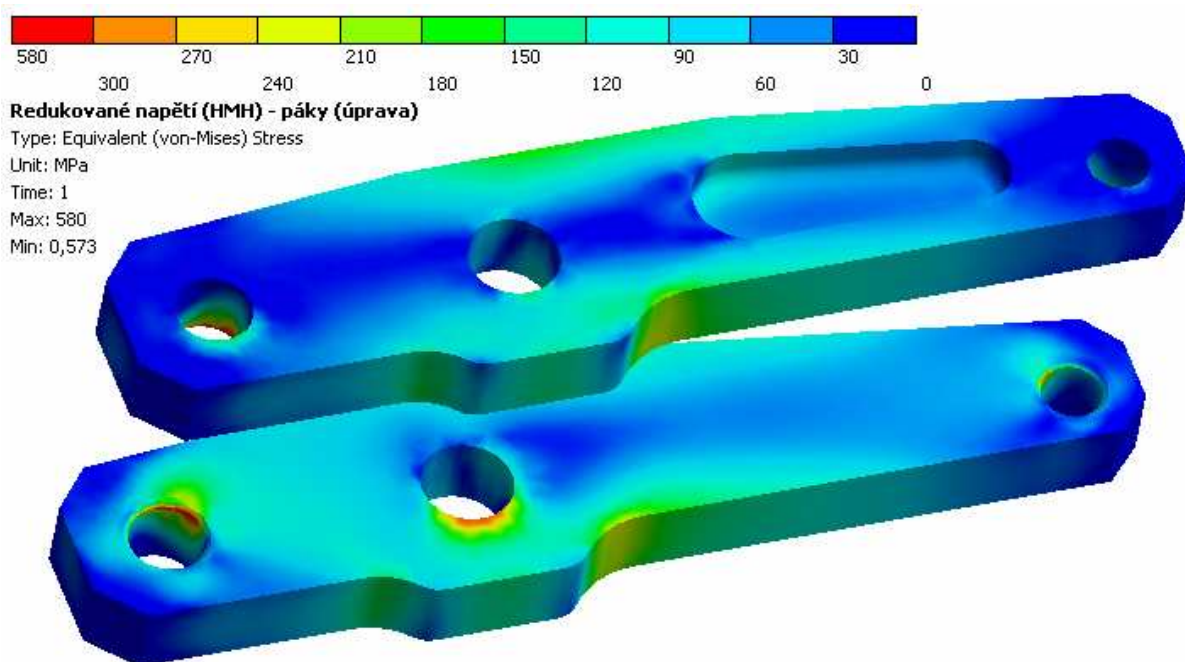
$$\Delta m = 2,26 \text{ kg}$$

## 5.2 Analýza upraveného modelu

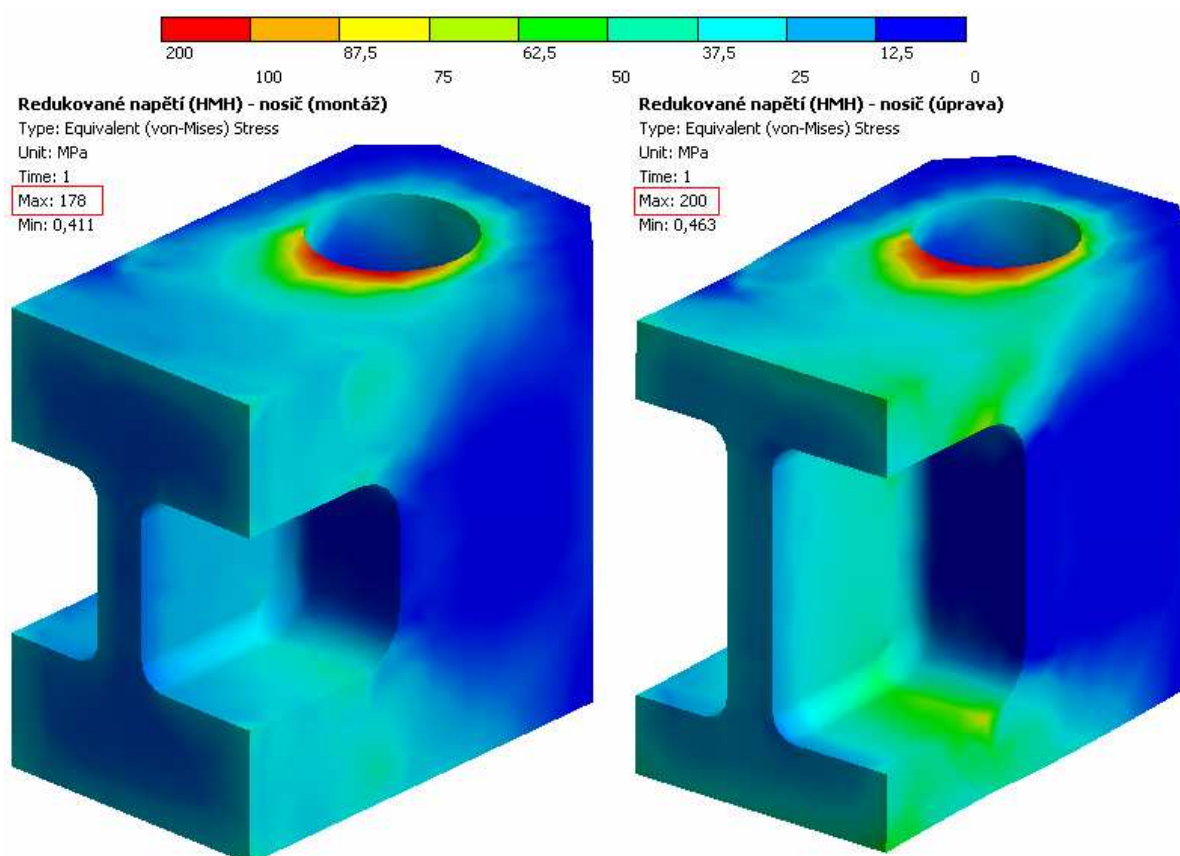
Pro navržené změny byla pro kontrolu provedena opět analýza celého PMP v uspořádání pro montáž UK. Do modelu byly zapracovány navržené změny v geometrii pák a nosiče. Nastavení kontaktů a okrajových podmínek zůstalo stejné.

Z výsledku analýzy vyplívá, že v důsledku snížené tuhosti dojde k o trochu většímu ohnutí pák, a tak se potom posune patka opěrná po zatížení o  $1,21 \text{ mm}$  od roviny symetrie (oproti  $1,17 \text{ mm}$  před úpravou).

Napjatost v nezměněných součástech se prakticky nezměnila. Proto jsou dále na obrázcích 5.1 a 5.2 znázorněna pouze rozložení redukovaných napětí (HMH) na pákách a na nosiči. Rozložení na nosiči je navíc pro porovnání vyobrazeno s rozložením napětí před úpravou.



Obr. 5.1 Redukované napětí (HMH) v pákách po úpravě při montáži UK

Obr. 5.2 Porovnání redukovaného napětí v nosiči  
před (vlevo) a po úpravě (vpravo)



V tabulce 4.2 jsou uvedeny koeficienty bezpečnosti u páky a nosiče po provedení změn.

Název dílce	Materiál (třída pevnosti)	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	$\sigma_{REDmax}$ [ MPa ]	<b>k [ - ]</b>
Páka	14260.7	1175	580	<b>2,03</b>
Nosič	13242.7	685	200	<b>3,43</b>

Tab. 4.2 *Koeficienty bezpečnosti u změněných dílců PMP*

## 6 Závěr

V diplomové práci byl podle dodané výkresové dokumentace a s pomocí dodaného 3-D CAD modelu připraven model pro analýzu metodou konečných prvků. Z rozboru sil a zadaných požadavků byly nastaveny okrajové podmínky. Model byl vytvořen v programu ANSYS Workbench produktového balíku ANSYS Release 11.0.

Následně byly provedeny celkem tři napěťově deformační analýzy, a to:

1. analýza napětí ve šroubech a čelistech pouze pro zatížení od **předpětí** šroubů.
2. napěťově deformační analýza celého pákového montážního přípravku v uspořádání pro **montáž** upínací kleštiny.
3. napěťově deformační analýza celého pákového montážního přípravku v uspořádání pro **demontáž** upínací kleštiny.

Pro všechny analýzy byla stanovena maximální redukovaná napětí v součástech podle teorie HMM (viz kapitoly 4.1, 4.2, 4.3). Bylo zjištěno, že Pákový montážní přípravek je nejvíce namáhán při montáži. Proto byly právě pro toto uspořádání určeny koeficienty bezpečnosti jednotlivých součástí vzhledem k mezi kluzu. Tyto bezpečnosti společně s maximálními redukovanými napětími jsou přehledně uvedeny v tabulce 4.1 na str. 38. Zjištěné bezpečnosti jednotlivých dílců jsou v rozsahu **1,69 – 11,4** a jsou tedy dostatečné pro statický charakter namáhání.

Dále byly na základě získaných výsledků navrhnuty konstrukční změny u dílců Páka (č.v. 3 – Zz – 240) a Nosič (č.v. 3 – Zz – 241). Navrhnuté změny odebírají na vhodných místech z uvedených dílců část materiálu, v důsledku čehož by došlo k úspoře hmotnosti **2,3kg** u celého pákového montážního přípravku.

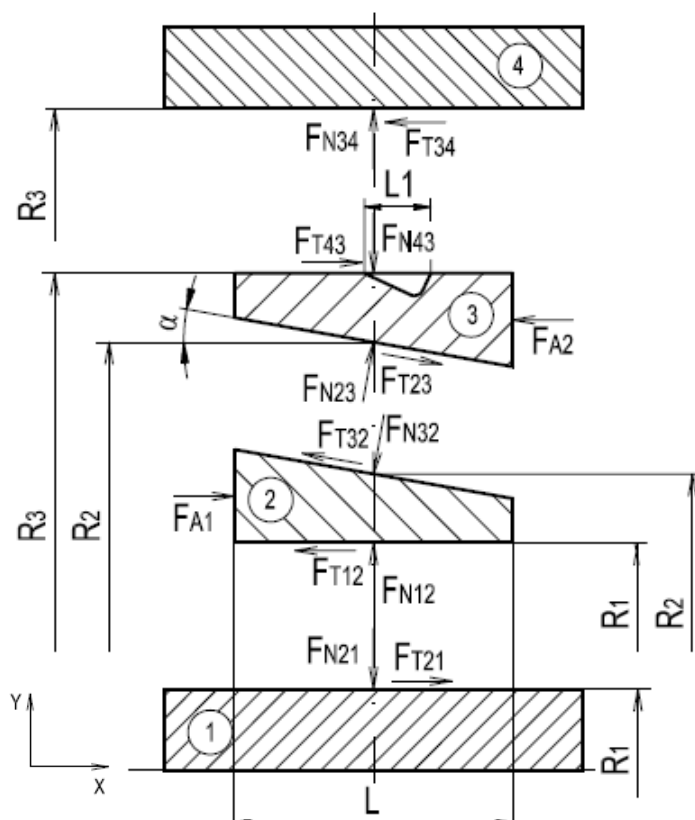
Popis navrhnutých změn je i s nákresem uveden v kapitole 5.1 a podrobně jsou navrhnuté změny zaneseny do výkresů dílců. Tyto výkresy jsou potom pod stejnými čísly pouze se změnou indexu na 01 přiloženy v příloze C a D.

## Použitá literatura

- [1] Montážní zařízení, celá výkresová dokumentace, sestava: č.v. 1 – Zz – 238
- [2] FOJTÍK, F., *Experimentální zařízení pro zkoušení víceosé únavy materiálu*. Disertační práce v oboru Aplikovaná mechanika, Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2007
- [3] Upínací kleština, výkresová dokumentace, č.v. 2 – Zz – 222
- [4] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*: nakladatelství Scientia s.r.o., Praha, 2000.
- [5] FÜRBAACHER, I., MACEK, K. a kolektiv, *LEXIKON TECHNICKÝCH MATERIÁLŮ - se zahraničními ekvivalenty*. Darshöfer Holding, Praha, 2002
- [6] ANSYS, INC. *ANSYS Academic Research, Release 11.0 Help System, Theory reference*.
- [7] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I., Spojování součástí, návrh–výpočet–konstrukce*: Montanex a.s., Ostrava, 2000.
- [8] LENERT, J. *Úvod do metody konečných prvků.*, Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 1999
- [9] KOLÁŘ, V., NĚMĚC, I., KANICKÝ, K.. *Principy a praxe metody konečných prvků*. Brno: nakladatelství Computer Press, 1997

## Příloha A - Rozbor sil v upínací kleštině

Na obrázku A1 je schématicky znázorněno rozložení sil na podélném průřezu jedné strany upínací kleštiny. Z rovnic rovnováhy, sestavených v podélném průřezu pro kleštinu (2) a půlkužel (3), získáme osovou sílu  $F_{A2}$ , která je nutná k montáži upínací kleštiny.



Obr. A1 Schéma rozložení sil na upínací kleštině  
(1 – hřídel, 2 – kleština, 3 – půlkužel, 4 – pouzdro)

Velikost síly  $F_{A2}$  musí být taková, aby přenesla požadované zatěžující parametry. Základním parametrem výpočtu je vstupní tlak  $p_{12}$ , stanovený na základě požadovaných maximálních hodnot osové síly a krouticího momentu. Pro samostatný krouticí moment  $M_K$ , pro který byla diplomová práce zadána, lze tlak  $p_{12}$  mezi upínací čelistí a kleštinou stanovit dle vztahu:

$$p_{12} = \frac{M_K}{f_{12} \cdot (2 \cdot \pi - n_1) \cdot L \cdot R_1^2} \cdot$$

Rozměry  $R_1, R_2, R_3, L, L_1$  odpovídají výkresové dokumentaci vedené pod názvem: Upínací kleština č.v. 2 – Zz – 222. Konstanta  $n_1 = 0,53374 \text{ rad}$  odpovídá součtu úhlů, které opisují plochy (technologické drážky v upínací kleštině), kde není kleština v kontaktu s dosedací plochou. Součinitel smykového tření je volen:  $f_{12} = 0,2$  [4].

Rovnice rovnováhy na kleštině (2):

$$\sum F_{xi} = 0 \quad F_{T12} + F_{T32} \cdot \cos \alpha + F_{N32} \cdot \sin \alpha - F_{A1} = 0,$$

$$\sum F_{yi} = 0 \quad F_{N12} + F_{T32} \cdot \sin \alpha - F_{N32} \cdot \cos \alpha = 0,$$

Rovnice rovnováhy na půlkuželu (3):

$$\sum F_{xi} = 0 \quad -F_{N23} \cdot \sin \alpha - F_{T23} \cdot \cos \alpha - F_{T43} + F_{A2} = 0,$$

$$\sum F_{yi} = 0 \quad F_{N23} \cdot \cos \alpha - F_{T23} \cdot \sin \alpha - F_{N43} = 0,$$

kde:

$$F_{T12} = f_{12} \cdot F_{N12},$$

$$F_{T23} = f_{23} \cdot F_{N23},$$

$$F_{T32} = f_{23} \cdot F_{N32},$$

$$F_{T43} = f_{34} \cdot F_{N43},$$

$$F_{N12} = (2 \cdot \pi - n_1) \cdot R_1 \cdot L \cdot p_{12},$$

$$F_{N23} = (2 \cdot \pi - n_1) \cdot R_2 \cdot \frac{L}{\cos \alpha} \cdot p_{23},$$

$$F_{N32} = (2 \cdot \pi - n_1) \cdot R_2 \cdot \frac{L}{\cos \alpha} \cdot p_{23},$$

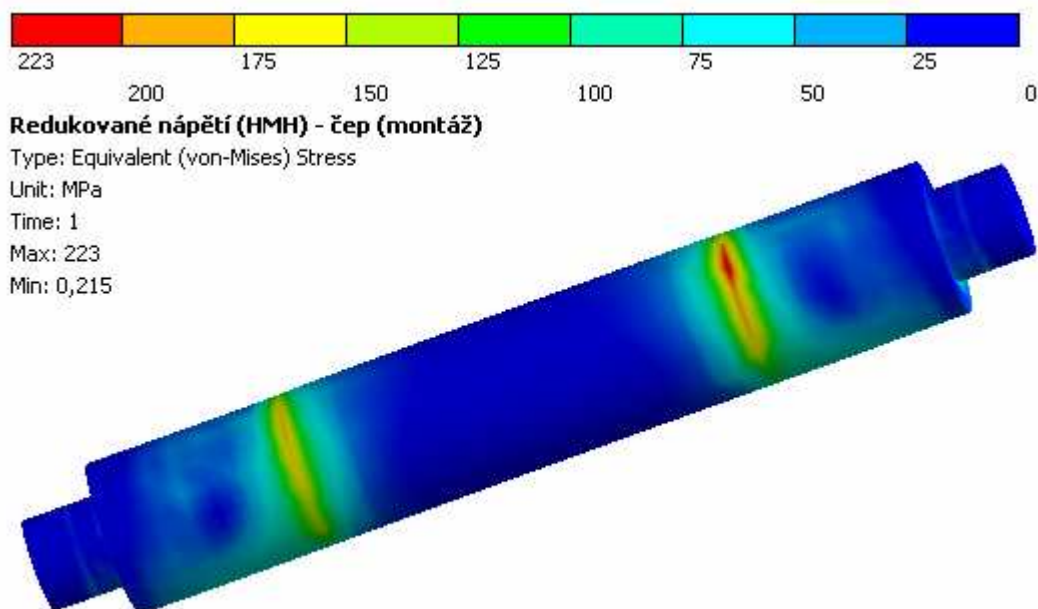
$$F_{N43} = (2 \cdot \pi - n_2) \cdot R_3 \cdot (L - L_1) \cdot p_{34},$$

kde:  $p_{12}$  je kontaktní tlak mezi hřídelí (1) a kleštinou (2),  $p_{23}$  je kontaktní tlak mezi kleštinou (2) a půlkuželem (3),  $p_{34}$  je kontaktní tlak mezi půlkuželem (3) a pouzdem (4),  $f_{12}$  je součinitel tření mezi hřídelí (1) a kleštinou (2),  $f_{23}$  je součinitel tření mezi kleštinou (2) a půlkuželem (3),  $f_{34}$  je součinitel tření mezi půlkuželem (3) a pouzdem (4). Součinitelé smykového tření jsou stanoveny na základě provedených zkoušek a rovnají se hodnotě:  $f_{23} = f_{34} = 0,17$ . Konstanta  $n_2 = 0,0555 \text{ rad}$  odpovídá součtu úhlů, které opisují plochy (technologické drážky v půlkuželech), kde nejsou půlkužely v kontaktu s dosedací plochou.

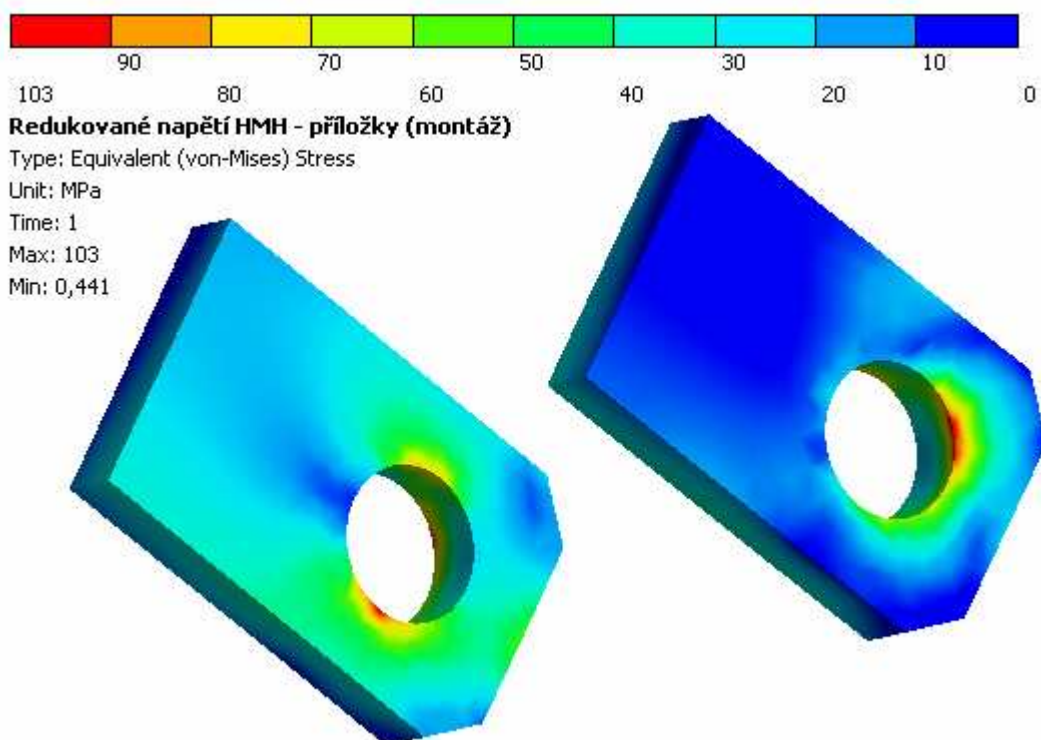
Pro maximální přenášený krouticí moment  $M_k = 600 \text{ Nm}$ , musí být potom montáž kleštiny provedena silou  $F_{A2} = 72870 \text{ N}$ .

## Příloha B – Redukovaná napětí v ostatních součástech

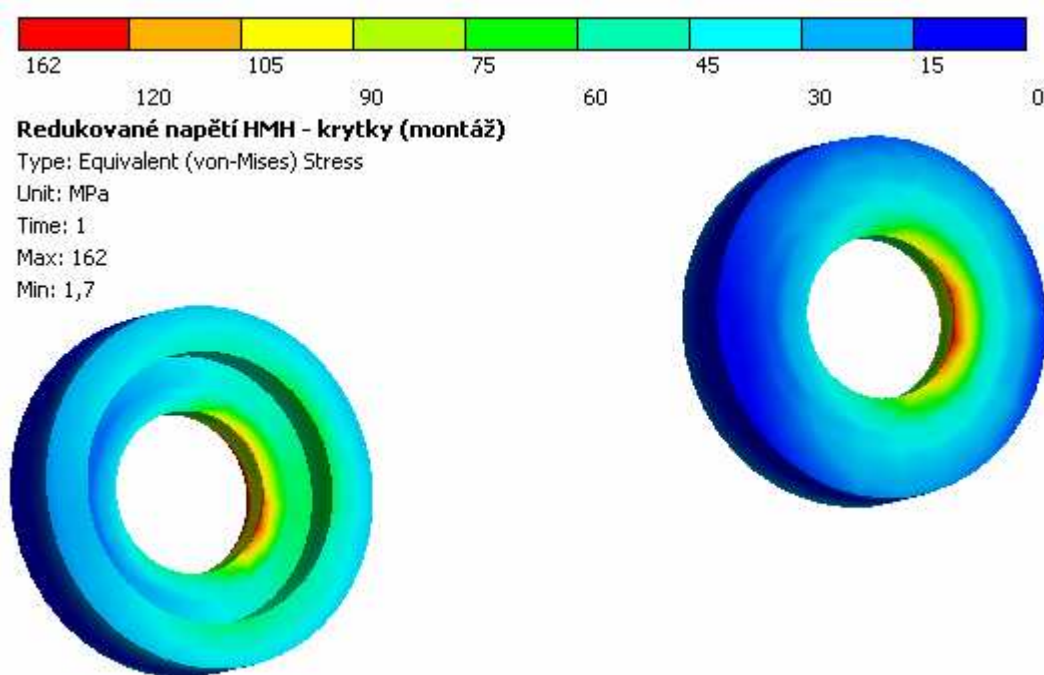
V této příloze jsou uvedena rozložení redukovaných napětí dle teorie HMM ve zbývajících součástech z analýzy montáže UK, pro kterou byla sestavována tabulka koeficientů bezpečností.



Obr. B1 Redukované napětí (HMH) v hlavním čepu [ MPa ] při montáži UK



Obr. B2 Redukované napětí (HMH) v příložkách [ MPa ] při montáži UK



Obr. B3 Redukované napětí (HMH) v krytkách [ MPa ] při montáži UK